

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関  
国際事務局(43) 国際公開日  
2003 年 12 月 24 日 (24.12.2003)

PCT

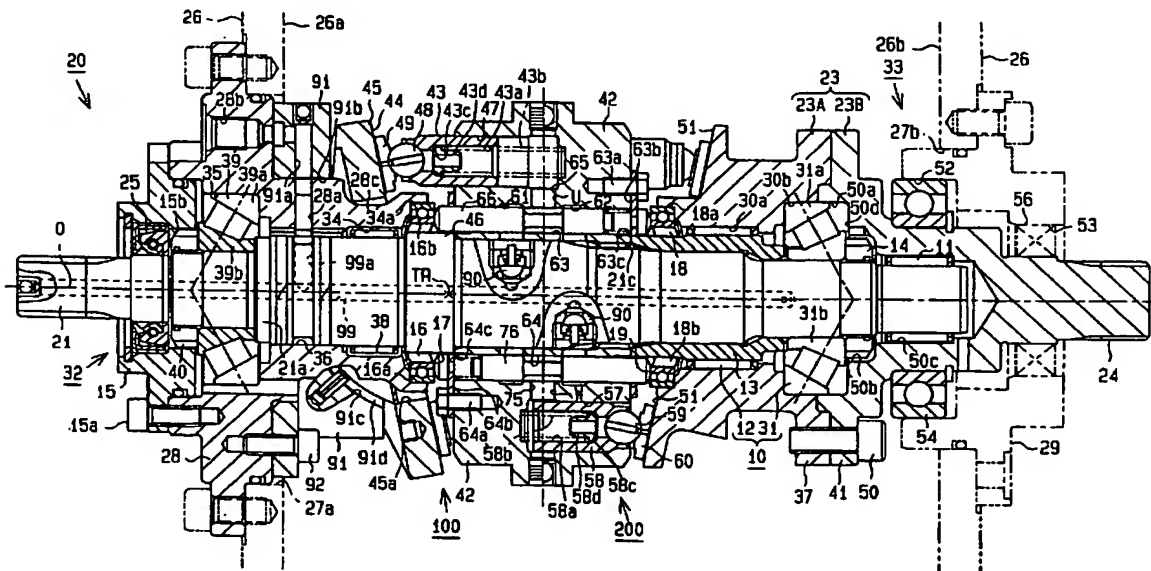
(10) 国際公開番号  
WO 03/106864 A1

- (51) 国際特許分類<sup>7</sup>: F16H 39/14
- (21) 国際出願番号: PCT/JP03/07667
- (22) 国際出願日: 2003 年 6 月 17 日 (17.06.2003)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:  
特願2002-177690 2002 年 6 月 18 日 (18.06.2002) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): ヤンマー株式会社 (YANMAR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒530-0013 大阪府大阪市北区茶屋町 1 番 3 2 号 Osaka (JP).
- (72) 発明者; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 大内田 剛史
- (74) 代理人: 恩田 博宣 (ONDA, Hironori); 〒500-8731 岐阜県岐阜市大宮町 2 丁目 1 2 番地の 1 Gifu (JP).
- (81) 指定国 (国内): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NI, NO, NZ, OM, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL,

[続葉有]

(54) Title: HYDRAULIC STEPLESS SPEED CHANGER AND POWER TRANSMISSION DEVICE

(54) 発明の名称: 油圧式無段変速機及び動力伝達装置



(57) Abstract: A hydraulic stepless speed changer comprises a first hydraulic device and a second hydraulic device. In a cylinder block, there are formed a first and a second plunger hole for respectively accommodating the first and the second plunger, a hydraulic closed circuit connecting the first and the second plunger hole, and a distribution valve hole accommodating a distribution valve for switching the flow direction of hydraulic oil in the hydraulic closed circuit. A shaft penetrating through the cylinder block and the cylinder block are rotated synchronously, the first and the second plunger hole is formed parallel to the shaft, and a swash plate of the second hydraulic device is supported rotatably about the shaft. The first and the second plunger

[続葉有]

Best Available Copy

WO 03/106864 A1



TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU,  
ZA, ZM, ZW.

添付公開書類:  
— 国際調査報告書

- (84) 指定国 (広域): ARIPO 特許 (GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア特許 (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI 特許 (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

are biased toward swash plate sides by springs provided in the respective first and second plunger holes. A swash plate of the first hydraulic device and the swash plate of the second hydraulic device are supported respectively by outer rings of a first and a second thrust bearing-cum-radial bearing, and inner rings of the first and the second thrust bearing-cum-radial bearing are prevented from being moved in an axial direction of the shaft.

(57) 要約:

油圧式無段変速機は、第1油圧装置と第2油圧装置を備えている。シリンダブロックには、第1及び第2プランジャをそれぞれ収納する第1及び第2プランジャ孔、第1及び第2プランジャ孔を結ぶ油圧閉回路、及び、該回路内の作動油の流れ方向を切替える分配弁を収納する分配弁孔が形成されている。シリンダブロックを貫通する軸とシリンダブロックとが同期回転し、第1及び第2プランジャ孔がそれぞれ前記軸と平行に形成され、第2油圧装置の斜板が前記軸の周りに回転自在に支持されている。第1及び第2プランジャが対応する第1及び第2プランジャ孔内に設けられたスプリングによって斜板側へ付勢され、第1及び第2油圧装置の斜板がそれぞれ前記軸を支持する第1及び第2スラスト・ラジアル兼用軸受の外輪に支持され、第1及び第2スラスト・ラジアル兼用軸受の内輪の前記軸に対する軸方向の移動が規制されている。

Rec'd PCT/PTO 07 DEC 2004  
明 細 書

## 油圧式無段変速機及び動力伝達装置

## 技術分野

本発明は、産業機械や車両等、各種の産業分野で広く利用可能な油圧式無段変速機及び動力伝達装置に関するものである。

## 背景技術

従来、第1油圧装置と第2油圧装置とを組み合わせ、第1油圧装置と第2油圧装置に共通のシリンダブロックが回転するようにした油圧式無段変速機が公知である。このような装置においては、第1油圧装置の斜板及び第2油圧装置の斜板は、それぞれスラスト・ラジアル兼用軸受を介して、ケース等に支持されている。

前記スラスト・ラジアル兼用軸受を好適に機能させるためには、所定の予圧を付与する必要がある。この予圧の付与は、従来は、シム調整によって行っている。しかし、このシム調整は、シムの枚数の増減で行うため、その調整作業が煩雑になる問題があった。

## 発明の開示

本発明の目的は、第1及び第2油圧装置の各斜板を支持するスラスト・ラジアル兼用軸受の予圧付与を簡易に行うことができる油圧式無段変速機及びそれを備えた動力伝達装置を提供することにある。

上記の目的を達成するため、本発明の油圧式無段変速機は、第1プランジャとその第1プランジャが当接する斜板を有する第1油圧装置と、第2プランジャとその第2プランジャが当接する斜板を有する第2油圧装置とを備えている。第1及び第2プランジャをそれぞれ収納する第1及び第2プランジャ孔が一つのシリンダブロックに形成され、第1及び第2プランジャ孔を結ぶ油圧閉回路がシリンダブロックに形成され、該回路内の作動油の流れ方向を切替える分配弁を収納する分配弁孔がシリンダブロックに形成され、シリンダブロックを貫通する軸を有

し、当該軸とシリンダブロックとが同期回転し、前記第 1 及び第 2 プランジャ孔がそれぞれ前記軸と平行に形成され、前記第 2 油圧装置の斜板が前記軸の周りに回転自在に支持されている。そして、第 1 及び第 2 プランジャが対応する第 1 及び第 2 プランジャ孔内に設けられたスプリングによって斜板側へ付勢され、第 1 油圧装置の斜板が前記軸を支持する第 1 スラスト・ラジアル兼用軸受の外輪にて支持され、第 2 油圧装置の斜板が前記軸を支持する第 2 スラスト・ラジアル兼用軸受の外輪にて支持され、第 1 及び第 2 スラスト・ラジアル兼用軸受の内輪の前記軸に対する軸方向の移動が規制されている。

実施態様の無段変速機において、第 1 スラスト・ラジアル兼用軸受の内輪の側面に平行で且つその内輪の側面から微小距離だけ離間した面を有する第 1 規制部材と、第 2 スラスト・ラジアル兼用軸受の内輪の側面に平行で且つその内輪の側面から微小距離だけ離間した面を有する第 2 規制部材とを備えることが望ましい。

実施態様の無段変速機において、前記分配弁孔が前記軸と平行に、且つプランジャ孔よりも軸に近接して配置され、前記プランジャ孔と分配弁孔を結ぶ油路が径方向に形成されることが望ましい。

実施態様の無段変速機において、前記分配弁孔が前記軸と平行に、且つシリンダブロックを貫通するように形成されることが望ましい。

実施態様の無段変速機において、前記第 1 及び第 2 プランジャ孔よりも軸に近接するように、軸方向に沿って前記シリンダブロックに高圧油室及び低圧油室が並設され、前記軸にスプライン部が形成され、そのスプライン部において前記軸がシリンダブロックに嵌合され、前記低圧油室が前記軸のスプライン部と連通していることが望ましい。

実施態様の無段変速機において、第 2 油圧装置の斜板の外周面が、同斜板の斜板面に垂直な線を第 1 加工中心軸として切削され、前記軸の中心線を加工中心軸

として切削され、さらに、前記軸の中心線に平行で、前記斜板面とその斜板面とは反対側の面との間の間隔が狭まる側にオフセットした線を第2加工中心軸として切削されて形成されていることが望ましい。

また、上述したいずれかの実施態様の無段変速機と、前記軸への動力を伝達又は遮断する装置と、第2油圧装置の斜板の回転力を入力し且つ第2油圧装置の斜板と同方向又は逆方向の回転を出力する装置とから動力伝達装置を構成することも可能である。

#### 図面の簡単な説明

図1は本発明を具体化した実施形態の無段変速機の平断面図。

図2は無段変速機の左側部を拡大して示す断面図。

図3は無段変速機の右側部を拡大して示す断面図。

図4は無段変速機のシリンダブロックの横断面図。

図5は動力伝達装置の概念図。

図6は第1切替弁及び第2切替弁によるポートの開ロタイミングを示す説明図。

図7(a)及び図7(b)は第1ヨーク部材の製造工程の説明図。

図8(a)及び図8(b)は第1ヨーク部材の製造工程の説明図。

図9(a)及び図9(b)は第1ヨーク部材の製造工程の説明図。

図10(a)及び図10(b)は第1ヨーク部材の製造工程の説明図。

図11は無段変速機的作用を説明するための概念図。

図12は同じく無段変速機的作用を説明するための概念図。

図13はシフトレバーの平面図

図14は行程容積と出力回転数との関係を表した特性図。

#### 発明を実施するための最良の形態

以下、本発明を作業用車両の走行用に使用される油圧式無段変速機（以下、無段変速機20という）と、同無段変速機20を含む動力伝達装置400とに具体化した実施の形態を、図1～図14に従って説明する。

## 動力伝達装置

図1に示すように無段変速機20は、作業用車両のパワーユニットのケース26内に収納されている。無段変速機20は、第1油圧装置100と第2油圧装置200とを備え、第1油圧装置100と第2油圧装置200との間に油圧閉回路C（図11及び図12参照）が形成されている。

図5は無段変速機20を含む動力伝達装置400を示す概念図である。無段変速機20の入力軸21はエンジン22のクランク軸にクラッチ機構300を介して連結されている。無段変速機20の出力側に位置するヨーク23には、ギヤシフト装置150（CST）が接続されている。前記クラッチ機構300は例えば図示しない足踏みのクラッチペダルに連動して断接される。

ギヤシフト装置150は、終減速装置（図示略）に駆動トルクを伝達する出力軸155を備え、さらに、ギヤシフト装置150はその出力軸155に連結された前進クラッチ152、後進クラッチ153、及び、歯車列を備えている。

前進クラッチ152の駆動クラッチプレートは、出力ギヤ24に噛合されたギヤ151を備えている。そして、シフトレバー146（図13参照）の操作により、前進クラッチ152が連結されると、ヨーク23から、出力ギヤ24、ギヤ151、前進クラッチ152及び出力軸155を介して、終減速装置に駆動トルクが伝達される。

又、出力ギヤ24には、アイドラギヤ156、そのアイドラギヤ156と共通の軸を有するアイドラギヤ157及び中間ギヤ159を介して、ギヤ160が連結されている。このギヤ160は後進クラッチ153の駆動クラッチプレートに連結されている。そして、シフトレバー146の操作により、後進クラッチ153が連結されると、前記ヨーク23から、出力ギヤ24、アイドラギヤ156、157、中間ギヤ159、ギヤ160及び出力軸155を介して、終減速装置に

駆動トルクが伝達される。

なお、本実施形態では、前記エンジン 22 が原動機、クラッチ機構 300 が断接装置、ギヤシフト装置 150 が正逆回転切替装置にそれぞれ相当する。

すなわち、クラッチ機構 300 が、「軸への動力の伝達及び遮断のいずれかを行う装置」に相当する。又、ギヤシフト装置 150 が「第 2 油圧装置の斜板の回転力を伝達し且つ第 2 油圧装置の斜板と同方向又は逆方向の回転を与える装置」に相当する。

#### 無段変速機

無段変速機 20 のケース 26 は、互いに対向する一对の支持側壁 26 a, 26 b を備えている。両支持側壁 26 a, 26 b には、取付孔 27 a, 27 b が形成され、各取付孔 27 a, 27 b には、側壁部材 28, 29 がケース 26 の外部からそれぞれ嵌合されている。そして、各側壁部材 28, 29 は、対応する支持側壁 26 a, 26 b に対して複数のボルトで締付け固定されている。

図 1, 2 に示すように、無段変速機 20 の入力軸 21 の入力端は、ケース 26 の側壁部材 28 に対して軸受部 32 を介して回転自在に支持されている。又、ケース 26 の側壁部材 29 には、出力回転部としてのヨーク 23 が、軸受部 33 を介して回動自在に支持されている。そして、入力軸 21 の出力端は、ヨーク 23 と同軸上に位置するように、ヨーク 23 に対して軸受部 10 を介して回動自在に貫通されて支持されている。

図 2 に示すように、側壁部材 28 には、その内側面中央から内方へ突出する突出部 28 c が形成されている。又、側壁部材 28 には、一对の軸受収納孔 34, 35 が同軸上に位置するように並設されている。外側軸受収納孔 35 は、内側軸受収納孔 34 よりも大きな内径を有する。両軸受収納孔 34, 35 の間において、側壁部材 28 には、内側軸受収納孔 34 よりも小径の貫通孔 36 が軸受収納孔 34, 35 と同軸となるように形成されている。内側軸受収納孔 34 にはラジアル

軸受としてのニードルベアリング 38 が配置されている。又、外側軸受収納孔 35 には、スラスト・ラジアル兼用軸受としての円錐コロ軸受 39 が嵌合固定されている。

そして、入力軸 21 の入力端はニードルベアリング 38 及び円錐コロ軸受 39 を介して、側壁部材 28 に対して支持されている。又、外側軸受収納孔 35 の開口は、側壁部材 28 にボルト 15a にて締付け固定されたカバー 15 にて覆われている。図 2 に示すようにカバー 15 の貫通孔 15b にはシール部材 25 を介して入力軸 21 が挿通されている。

側壁部材 28 は、ニードルベアリング 38 及び円錐コロ軸受 39 のハウジングであって、単一部材からなる。図 2 に示すように、円錐コロ軸受 39 の外輪 39a は、軸受収納孔 35 の奥側の段部底面及び内周面に当接されている。カバー 15 の貫通孔 15b 内において、入力軸 21 の入力端外周にはナット 40 が螺合され、同ナット 40 は円錐コロ軸受 39 の内輪 39b に当接されている。

なお、入力軸 21 の入力端において、円錐コロ軸受 39 の内輪 39b に隣接するように入力軸 21 には拡張部 21a が形成され、内輪 39b の移動を規制する。

又、図 1 及び図 2 に示すようにカバー 15 の貫通孔 15b において、ナット 40 を収納している部位の内径は、円錐コロ軸受 39 の内輪 39b の最大外径（カバー 15 側の外径）よりも小さく設定されている。さらに、カバー 15 の内輪 39b 側の側面は、相対する内輪 39b の側面と平行になるように形成されるとともに、内輪 39b に対して近接配置され、互いに当接可能な大きさに形成されている。

本実施形態では、カバー 15 の側面と内輪 39b との距離は、微小とされている。従って、シリンダブロック 42 が後述するクレイドル 45、クレイドルホルダ 91、側壁部材 28 を介して円錐コロ軸受 39 の外輪 39a を押圧した際に、



内輪 3 9 b がカバー 1 5 に最初に当接する。この当接により、円錐コロ軸受 3 9 の外輪 3 9 a と内輪 3 9 b 間の最大隙間が制限される。

円錐コロ軸受 3 9 及びニードルベアリング 3 8 により、軸受部 3 2 が構成されている。ニードルベアリング 3 8 はラジアル軸受に相当する。

軸受収納孔 3 4 の開口部には、軸受収納孔 3 4 よりも拡張された軸受取付段部 3 4 a (図 2 参照) が形成され、同軸受取付段部 3 4 a にはラジアルベアリング 1 6 が取付けられている。

前記ラジアルベアリング 1 6 は外輪 1 6 a と内輪 1 6 b とを備えており、同外輪 1 6 a は軸受取付段部 3 4 a の拡張した段部底面及び周面に当接及び固定されている。図 2 に示すように、ラジアルベアリング 1 6 はその軸心がシリンダブロック 4 2 の軸心 O に対して一定角度傾斜した状態に配置されており、その内輪 1 6 b は第 1 切替弁 6 6 を所定タイミングで軸心 O 方向 (以下、軸方向ということもある。) に摺動させるためのカムを構成している。内輪 1 6 b の出力側側面はカム面 1 7 となっている。

なお、シリンダブロック 4 2 と入力軸 2 1 と組み付けられた際、シリンダブロック 4 2 の軸心 O は入力軸 2 1 の軸心 (中心線) と一致する。

## 第 1 油圧装置

第 1 油圧装置 1 0 0 は、入力軸 2 1 と、シリンダブロック 4 2、第 1 プランジャ 4 3、及び前記第 1 プランジャ 4 3 に対して当接する斜板面 4 4 を含むクレイドル 4 5 を備えている。

側壁部材 2 8 の内側面には、略板状のクレイドルホルダ 9 1 が複数のボルト 9 2 にて締め付け固定されている。クレイドルホルダ 9 1 には、入力軸 2 1 の軸線に沿って延びる貫通孔 9 1 b が形成されている。貫通孔 9 1 b には前記側壁部材 2 8 の突出部 2 8 c が嵌合されている。クレイドル 4 5 の中央部には貫通孔 4 5

aが形成され、その貫通孔45aに突出部28cが挿通されている。

クレイドルホルダ91のシリンダブロック42側側面において、貫通孔91bの周縁部分には、支持面91cが断面円弧状に凹設されている。支持面91cには、ハーフベアリング91dを介してクレイドル45が傾動自在に支持されている。詳しく述べると、図2に示すように、前記クレイドル45はシリンダブロック42の軸心Oと直交するトラニオン軸線TRを中心として傾動自在である。すなわち、クレイドル45は、斜板面44を含む仮想平面が、軸心Oと直交する位置を直立位置とする。そして、この直立位置を基準にして、クレイドル45は図2において反時計回り方向に所定角度傾いた位置（第1の位置）と、直立位置を基準にして時計回り方向に所定角度傾いた位置（第2の位置）との間を傾動可能である。

本実施形態では、斜板面44が直立位置に配置されたときを基準に、図2において、時計回り方向を正方向とし、反時計回り方向を負方向という。

そして、本実施形態では図14の出力回転数  $N_{out}=N_{in}$  を境に、 $N_{out}>N_{in}$  の時に負方向にクレイドル45が傾動し、 $N_{out}<N_{in}$  の時に、正方向に傾動する。なお、出力回転数とは、ヨーク23の回転数である。

図2は、クレイドル45が第1の位置に配置されたとき、傾斜面44が負の最大傾動角度位置まで傾動した状態を示している。又、クレイドル45が第2の位置に配置されたとき、斜板面44については正の最大傾動角度位置に配置される。クレイドル45は、第1油圧装置100、すなわち可変容量形油圧装置の斜板に相当する。

シリンダブロック42は、入力軸21に対してスプライン嵌合により一体に連結されており、その入力端が入力軸21の係止フランジ46に係止されている。すなわち、入力軸21の周面には、図4に示すように、軸心Oに平行でかつ入力軸21の周方向に並んだ複数のキー溝によりスプライン部21cが形成されてい

る。同スプライン部 2 1 c に対してシリンダブロック 4 2 の内周面に形成された複数の溝が嵌合されている。前記シリンダブロック 4 2 は略円筒状に形成され、両端外周面は、中央部外周面よりも縮径されている。

図 4 に示すように、シリンダブロック 4 2 には、その回転中心（軸心 O）の回りに複数の第 1 プランジャ孔 4 7 が環状に配列され、軸心 O と平行に延設されている。各第 1 プランジャ孔 4 7 は、クレイドル 4 5 側に開口している。

各第 1 プランジャ孔 4 7 には、第 1 プランジャ 4 3 が摺動自在に配置されている。各第 1 プランジャ 4 3 は略筒状に形成され、その軸線上にはバネ収納孔 4 3 a が形成されている。各バネ収納孔 4 3 a の内端には係止段部 4 3 c が形成されている。各バネ収納孔 4 3 a 内には、係止段部 4 3 c に係止されるバネ係止部材 4 3 d 及びコイルスプリング 4 3 b が収納されている。各コイルスプリング 4 3 b は第 1 プランジャ孔 4 7 の底部に当接されて、バネ係止部材 4 3 d を介して第 1 プランジャ 4 3 をクレイドル 4 5 側に付勢している。各第 1 プランジャ 4 3 の先端には、鋼球 4 8 が転動自在に嵌合されており、各第 1 プランジャ 4 3 は鋼球 4 8 及びシュー 4 9 を介して斜板面 4 4 に当接されている。

そして、各コイルスプリング 4 3 b の付勢力により、各第 1 プランジャ 4 3 がクレイドル 4 5 の斜板面 4 4 に押しつけられるため、クレイドル 4 5 がクレイドルホルダ 9 1 及び側壁部材 2 8 を介して円錐コロ軸受 3 9 の外輪 3 9 a を押す。このため、円錐コロ軸受 3 9 の外輪 3 9 a に軸方向（シリンダブロック 4 2 の軸心 O 方向）の力が常時働く。従って、円錐コロ軸受 3 9 に対して、シム調整による煩雑な作業を省いて、円錐コロ軸受 3 9 に予圧を付与している。

傾斜状態の斜板面 4 4 はシリンダブロック 4 2 の回転に伴って各第 1 プランジャ 4 3 を往復作動させ、吸入、吐出行程の作用を付与する。

## 第 2 油圧装置

第2油圧装置200は、シリンダブロック42に摺動自在に配置された複数の第2プランジャ58、及び、前記第2プランジャ58に対して当接する回転斜面51を有するヨーク23を備えている。

図1及び図3に示すように、側壁部材29には、軸受収納孔52、及び、その軸受収納孔52よりも小径の貫通孔53が同軸となるようにそれぞれ形成されている。そして、軸受収納孔52には玉軸受54が嵌合され、貫通孔53には軸受56が嵌合されている。

ヨーク23は、第1ヨーク部材23Aと第2ヨーク部材23Bとから構成されている。第1ヨーク部材23Aは略筒状に形成され、第2ヨーク部材23Bは有底円筒状に形成されている。そして、第1ヨーク部材23Aの基端部に形成された連結フランジ37と、第2ヨーク部材23Bの先端部に形成された連結フランジ41とが当接した状態で、ボルト50にて互いに締付けられることにより、両ヨーク部材23A、23Bは一体に連結されている。

第1ヨーク部材23Aは、第2油圧装置200の斜板に相当する。又、ヨーク23は、第2ヨーク部材23Bの長手方向の略中央外周及び出力端外周が玉軸受54及び軸受56にそれぞれ嵌合されることにより、ケース26に対して回転自在に支持されている。

第2ヨーク部材23Bの出力端は、玉軸受54を嵌合した外周面よりも小径に形成されており、貫通孔53から外部に突出されている。第2ヨーク部材23Bの出力端には、出力ギヤ24が刻設されている。回転斜面51は、第1ヨーク部材23Aにおいて、シリンダブロック42側の端面に形成されており、軸心Oに対して一定角度傾斜している。回転斜面51は、斜板面に相当する。

第1ヨーク部材23Aは、軸心Oと共通の軸心を備えるとともに、互いに連通した軸受孔30a及び軸受収納孔30bを備えている。軸受収納孔30bは、軸

受孔 30 a よりも拡張されるとともに第 1 ヨーク部材 23 A の基端面側に開口されている。

一方、第 2 ヨーク部材 23 B には、その連結フランジ 41 の端面から略中央部にわたり、軸心 O と共通の軸心を有する大径の軸受収納孔 50 a、中径の収納孔 50 b、及び、小径の軸受収納孔 50 c が順次形成されている。軸受収納孔 50 a と軸受収納孔 30 b とは同径である。

前記軸受収納孔 30 b には、スラスト・ラジアル兼用軸受としての円錐コロ軸受 31 が嵌合及び固定されている。すなわち、図 3 に示すように、円錐コロ軸受 31 の外輪 31 a は、軸受収納孔 30 b の奥側の段部底面及び内周面に当接されている。円錐コロ軸受 31 の内輪 31 b は入力軸 21 に嵌合されている。又、内輪 31 b とシリンダブロック 42 の回転斜面 51 側の端部間において、入力軸 21 には、スリーブ 13 が嵌合されている。

そして、収納孔 50 b 内において、入力軸 21 の出力端側外周にはナット 14 が螺合され、円錐コロ軸受 31 の内輪 31 b に当接されている。同ナット 14 の螺合により、内輪 31 b が図 3 の左方へ押圧されて、スリーブ 13 を押圧し、スリーブ 13 は、シリンダブロック 42 の回転斜面 51 側の端面に当接されている。

図 1、図 3 に示すように収納孔 50 b の内径は円錐コロ軸受 31 の内輪 31 b の最大外径（側壁部材 29 側の外径）よりも小さくされている。さらに、第 2 ヨーク部材 23 B の軸受収納孔 50 a と小径の収納孔 50 b との間に形成される係止段部 50 d は、その相対する内輪 31 b の側面と平行な面を備え、内輪 31 b に対して近接配置され、互いに当接可能である。

本実施形態では、係止段部 50 d と内輪 31 b との間の距離は、微小である。従って、シリンダブロック 42 が第 1 ヨーク部材 23 A を介して円錐コロ軸受 31 の外輪 31 a を押圧した際に、内輪 31 b が係止段部 50 d に最初に当接する。

この当接により、円錐コロ軸受 3 1 の外輪 3 1 a と内輪 3 1 b 間の最大隙間が制限される。

スリーブ 1 3 と軸受孔 3 0 a との間には、ニードルベアリング 1 2 が配置され、ニードルベアリング 1 2 と円錐コロ軸受 3 1 とにより、第 1 ヨーク部材 2 3 A に入力軸 2 1 が回転自在に支持されている。又、入力軸 2 1 のナット 1 4 の螺合部よりも先端に位置する出力端は、第 2 ヨーク部材 2 3 B の軸受収納孔 5 0 c に配置されたニードルベアリング 1 1 を介して第 2 ヨーク部材 2 3 B に対して回転自在に支持されている。

ニードルベアリング 1 2 及び円錐コロ軸受 3 1 により、軸受部 1 0 が構成されている。ニードルベアリング 1 2 はラジアル軸受に相当する。又、玉軸受 5 4 と軸受 5 6 とにより、軸受部 3 3 が構成されている。

第 1 ヨーク部材 2 3 A のシリンダブロック 4 2 側の開口部には、ラジアルベアリング 1 8 が配置されている。前記ラジアルベアリング 1 8 は外輪 1 8 a と内輪 1 8 b とを備えており、同外輪 1 8 a は開口部の段部底面及び内周面に当接及び固定されている。

前記ラジアルベアリング 1 8 はその軸心がシリンダブロック 4 2 の軸心 O に対して一定角度傾斜した状態に配置されており、その内輪 1 8 b は第 2 切替弁 7 6 を所定タイミングで軸心 O 方向に摺動させるためのカムを構成している。そのため、内輪 1 8 b の入力側はカム面 1 9 となっている。

#### 第 1 ヨーク部材の製造方法

ここで、第 1 ヨーク部材 2 3 A の製造方法について、図 7 (a), (b), 8 (a), (b), 9 (a), (b) 及び図 10 (a), (b) に従って説明する。

まず、円管状の素材 WO を切断する。このとき、図 7 (a) 及び図 7 (b) に

示すように、素材WOの右端はその端面が軸心Mに対して垂直に交わるように切断し、素材WOの左端はその端面が軸心Mに対して所定角度傾くように切断する。素材WOの軸心Mは、シリンダブロック42の軸心Oと一致する。続いて、前記左端は、第2切替弁76が当接するラジアルベアリング18用の加工代分Nを残して、斜面を切削する。この斜面は、回転斜面51となる。又、加工代分Nは、回転斜面51から垂直に突出した高さを有し、略円環状である。図7(a)において、ハッチング部分は、素材WOの切除部分を示している。

次に、回転斜面51に垂直な線Pを第1加工中心軸、すなわち、回転軸として素材WOの外周面を切削加工する。なお、線Pは、軸心Mに交差するとともに、素材WOの外周面の全部が切削加工できるように設定される。このとき、回転斜面51の近傍にはフランジ部Fを残すようにして、素材WOを切削加工する。又、このとき、第1ヨーク部材23Aの回転バランスを調整するために、軸方向寸法が大きい側(図8(a)、図8(b)においては、下部側)を、小さい側(図8(a)、図8(b)においては、上部側)よりも多く切削する。

次に、シリンダブロック42の軸心O(中心線)を加工中心軸として、すなわち、素材WOの軸心Mを加工中心軸として、素材WOの外周面を切削加工し、連結フランジ37のための外周面を含む周面SUを形成する(図9(a)及び図9(b)参照)。なお、組み付け後のシリンダブロック42の軸心Oは、入力軸21の軸心(中心線)と一致する。

続いて、シリンダブロック42の軸心O(中心線)に平行で、すなわち、素材WOの軸心Mに平行で、かつ、所定量e分、図10(a)の上方にオフセットした線 $\alpha$ を想定する。言い換えると、線 $\alpha$ は、回転斜面51とその回転斜面51に対向する面(後の連結フランジ37)との間の間隔が狭まる側にオフセットされている。

この線 $\alpha$ を第2加工中心軸として、素材WOの外周面を切削加工して、連結フ

ランジ 37 を形成する。そして、切削加工により、図 3 に示す軸受孔 30 a, 軸受収納孔 30 b を、軸心 O を加工中心軸として形成する。又、ラジアルベアリング 18 用の開口部の段部を、ラジアルベアリング 18 の傾斜方向に応じて切削加工する。

再び、無段変速機 20 の構成について説明する。

図 4 に示すように、前記シリンダブロック 42 の中央部には、その回転中心の回りに第 1 プランジャ孔 47 と同数の第 2 プランジャ孔 57 が環状に配列され、軸心 O と平行に延設されている。同第 2 プランジャ孔 57 のピッチ円は前記第 1 プランジャ孔 47 のピッチ円と同心及び同径とされている。又、各第 2 プランジャ孔 57 は互いに隣接する第 1 プランジャ孔 47 間に位置するように、図 4 に示すようにシリンダブロック 42 の周方向において、第 1 プランジャ孔 47 とは互いに 1/2 ピッチずつずらして配置されている。

第 2 プランジャ孔 57 はシリンダブロック 42 の端面において、前記ヨーク 23 側に開口している。各第 2 プランジャ孔 57 には、第 2 プランジャ 58 が摺動自在に配置されている。第 2 プランジャ 58 は略筒状に形成され、第 2 プランジャ 58 内にはバネ収納孔 58 a が形成されている。バネ収納孔 58 a の内端には係止段部 58 c が形成されている。バネ収納孔 58 a 内には、係止段部 58 c に係止するバネ係止部材 58 d 及びコイルスプリング 58 b が収納されている。コイルスプリング 58 b は第 2 プランジャ孔 57 の底部に当接されて、バネ係止部材 58 d を介してプランジャ 58 を回転斜面 51 に向かって付勢している。第 2 プランジャ 58 の先端には、鋼球 59 が転動自在に嵌合されている。プランジャ 58 は鋼球 59 及びシュー 60 を介して回転斜面 51 に当接されている。

そして、コイルスプリング 58 b の付勢力により、プランジャ 58 が第 1 ヨーク部材 23 A の回転斜面 51 に押しつけられるため、第 1 ヨーク部材 23 A が円錐コロ軸受 31 の外輪 31 a を押しつける。このため、円錐コロ軸受 31 の外輪 31 a に軸方向（シリンダブロック 42 の軸心 O 方向）の力が常時働く。従って、



円錐コロ軸受 31 に対して、シム調整による煩雑な作業を省いて、円錐コロ軸受 31 に予圧を付与している。

前記回転斜面 51 とシリンダブロック 42 との相対回転に伴ってプランジャ 58 が往復作動して吸入、吐出行程を繰り返す。本実施形態では、第 1 油圧装置 100 の最大行程容積  $V_{Pmax}$  は、第 2 油圧装置 200 の最大行程容積  $V_{Mmax}$  と同じになるように設定されている。

#### 油圧閉回路

次に、前記第 1 油圧装置 100 と第 2 油圧装置 200 との間に形成されている油圧閉回路 C について説明する。

シリンダブロック 42 の内周面には、ともに環状の第 1 油室 61 及び第 2 油室 62 がシリンダブロック 42 の軸方向に沿って並設されている。第 1 油室 61 は、高圧油室に相当し、第 2 油室 62 は、低圧油室に相当する。

第 2 油室 62 は、図 1、図 3 に示すようにスプライン部 21c と連通され、第 2 油室 62 内の作動油の一部が潤滑油として供給可能とされている。なお、スプライン部 21c に供給された作動油はシリンダブロック 42 の外部に漏出する。

シリンダブロック 42 には第 1 油室 61 及び第 2 油室 62 に連通するとともに第 1 プランジャ孔 47 と同数個の第 1 弁孔 63 が、シリンダブロック 42 の軸心 O と平行になるように形成されている。

又、シリンダブロック 42 には前記第 1 油室 61 及び第 2 油室 62 に連通するとともに、第 2 プランジャ孔 57 と同数個の第 2 弁孔 64 が、シリンダブロック 42 の軸心 O と平行になるように形成されている。そして、前記第 1 弁孔 63 及び第 2 弁孔 64 はそれぞれ、シリンダブロック 42 の軸心 O の回りに環状に配置されている。

第1弁孔63及び第2弁孔64は分配弁孔に相当する。第1弁孔63のピッチ円は第2弁孔64のピッチ円と同心及び同径とされている。又、両弁孔は、第1プランジャ孔47、第2プランジャ孔57よりも内方に位置するように、すなわち、第1プランジャ孔47、第2プランジャ孔57よりも入力軸21側に位置するように第1プランジャ孔47、第2プランジャ孔57のピッチ円よりもそのピッチ円の径は小さくされている。又、図4に示すように各第1弁孔63は隣接する第2弁孔64間に位置するように、シリンダブロック42の周方向において、第2弁孔64とは互いに1/2ピッチずつずらして配置されている。

そして、図1に示すように、第1弁孔63と第2弁孔64は、軸心Oを挟んで相対して位置している。又、第1弁孔63と第1プランジャ孔47の各中心、及び、第2弁孔64と第2プランジャ孔57の各中心は、図4に示すように軸心Oから径方向に放射状に延びる直線上に位置するように配置されている。

図1に示すように、第1油路65は、第1プランジャ孔47の底部と、第1弁孔63の第1油室61及び第2油室62の間の部位との間を連通するように、シリンダブロック42の径方向に沿って形成されている。

各第1弁孔63には、第1油室61と第2油室62との間において、対応する第1プランジャ孔47に連通する第1油路65のポートUが形成されている。各第1弁孔63には、スプール型の第1切替弁66が摺動自在に配置されている。第1切替弁66が分配弁に相当する。第1切替弁66は第1弁孔63内に配置されているため、シリンダブロック42に対して第1弁孔63と同様の配置構成とされている。従って、第1切替弁66はシリンダブロック42の軸心Oと平行に配置されている。

第1弁孔63のヨーク23側の開口部には、シリンダブロック42にボルト63aにて締付け固定された蓋板63bが取付けられている。第1切替弁66と蓋

板 6 3 b 間にはコイルスプリング 6 3 c が内装されており、コイルスプリング 6 3 c にて第 1 切替弁 6 6 はラジアルベアリング 1 6 へ向かって付勢されている。第 1 切替弁 6 6 はラジアルベアリング 1 6 の内輪 1 6 b と当接することにより、シリンダブロック 4 2 の軸方向に沿って往復動し、図 6 に示すような変位を実現する。

内輪 1 6 b は、図 6 に示すように、第 1 切替弁 6 6 がポート閉鎖位置 n 0 を中心としてポート U と第 2 油室 6 2 とを連通する第 1 開口位置 n 1 と、ポート U と第 1 油室 6 1 とを連通する第 2 開口位置 n 2 との間に、各第 1 切替弁 6 6 を往復移動させる。

第 1 油圧装置 1 0 0 にはシリンダブロック 4 2 の軸心 O の周りの回転角度に対応して、0 度～1 8 0 度の範囲で領域 H、1 8 0 度～3 6 0 (0) 度の範囲で領域 I が設定されている。ここで、領域 H とはポート U と第 2 油室 6 2 が連通する区間を全て含む領域のことであり、領域 I とはポート U と第 1 油室 6 1 が連通する区間を全て含む領域のことである。

前記斜板面 4 4 が直立位置から負の最大傾動角度位置へと変位した場合、図 1 4 において、このときの第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積 V P は、0 から V Mmax となる。図 1 4 において、縦軸は第 1 油圧装置 1 0 0 又は第 2 油圧装置 2 0 0 の 1 回転当たり行程容積を示し、横軸はヨーク 2 3 (出力回転部) の出力回転数 Nout を示している。同図において、実線は、第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積 V P の変化を示し、一点鎖線は第 2 油圧装置 2 0 0 の行程容積 V M の変化を示している。そして、入力軸 2 1 の入力回転数が N<sub>in</sub> のとき、出力回転数 Nout (ヨーク 2 3 の回転数) は N<sub>in</sub> から 2 N<sub>in</sub> の範囲の速度となるように、本実施形態では第 1 油圧装置 1 0 0 の作動油の吐出量が設定されている。

第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積とは、第 1 プランジャ 4 3 と第 1 プランジャ孔 4 7 で形成されるプランジャ空間が、シリンダブロック 4 2 が一回転する間に、

第1油室61及び第2油室62と授受する作動油量のことである。第2油圧装置200の行程容積とは、第2プランジャ58と第2プランジャ孔57で形成されるプランジャ空間が、ヨーク23（出力回転部）がシリンダブロック42に対して一回転する間に、第1油室61及び第2油室62と授受する作動油量のことである。

また、本実施形態では、図1に示すように斜板面44が負方向へ傾動した場合に、シリンダブロック42の軸心Oの周りの回転角0度～180度の範囲で、作動油がポートUを介して第1プランジャ孔47へ吸入され、180度～360（0）度の範囲で、作動油がポートUを介して第1プランジャ孔47から吐出される。そして、斜板面44が正側へ傾動した場合に、シリンダブロック42の軸心O周りの回転角0度～180度の範囲で、作動油がポートUを介して第1プランジャ孔47から吐出され、180度～360（0）度の範囲で、作動油がポートUを介して第1プランジャ孔47へ吸入される。作動油を吐出する油室及び吸入する油室は、シリンダブロック42の軸心O周りの回転角に対応した領域H、Iによって決まる。

図1及び図3に示すように、第2油路75は、第2プランジャ孔57の底部と、第2弁孔64の第1油室61及び第2油室62の間の部位との間を連通するように、シリンダブロック42の径方向に沿って形成されている。各第2弁孔64には、第1油室61と第2油室62との間において、対応する第2プランジャ孔57に連通する第2油路75のポートWが形成されている。各第2弁孔64には、スプール型の第2切替弁76が前記第2プランジャ58に対して平行となるように摺動自在に配置されている。第2切替弁76が分配弁に相当する。第2切替弁76は第2弁孔64内に配置されているため、シリンダブロック42に対して第2弁孔64と同様の配置構成とされている。従って、第2切替弁76はシリンダブロック42の軸心Oと平行に配置されている。

第2弁孔64の斜板面44に対向する開口部には、シリンダブロック42に複

数のボルト 6 4 a にて締付け固定された蓋板 6 4 b が取付けられている。各第 2 切替弁 7 6 と蓋板 6 4 b 間にはコイルスプリング 6 4 c が内装されており、各コイルスプリング 6 4 c にて各第 2 切替弁 7 6 はラジアルベアリング 1 8 側へ付勢されている。各第 2 切替弁 7 6 はラジアルベアリング 1 8 の内輪 1 8 b と当接することにより、シリンダブロック 4 2 の軸方向に沿って往復動し、図 6 に示すような変位を実現する。

なお、図 6 において、左側ラジアルベアリング 1 6 の内輪 1 6 b と、右側ラジアルベアリング 1 8 の内輪 1 8 b との相対位置は、両者が対応する外輪 1 6 a , 内輪 1 8 b に対して回転自在にされているため変化するが、説明の便宜上、その変化は無視している。

そして、第 2 油圧装置 2 0 0 にはヨーク 2 3 のシリンダブロック 4 2 に対する軸心 O 周りの相対回転角に対応して、0 度～1 8 0 度の範囲で領域 J、1 8 0 度～3 6 0 ( 0 ) 度の範囲で領域 K が設定されている。ここで、領域 J とはポート W と第 1 油室 6 1 が連通する区間を全て含む領域のことであり、領域 K とはポート W と第 2 油室 6 2 が連通する区間を全て含む領域のことである。

また、本実施形態では、図 3 のように斜板面 4 4 が負側へ傾動した場合に、ヨーク 2 3 ( 出力回転部 ) のシリンダブロック 4 2 に対する軸心 O 周りの相対回転角が 0 度～1 8 0 度の範囲で、作動油がポート W を介して第 2 プランジャ孔 5 7 へ吸入される。又、1 8 0 度～3 6 0 ( 0 ) 度の範囲で、作動油がポート W を介して第 2 プランジャ孔 5 7 から吐出される。

斜板面 4 4 が正側へ傾動した場合に、ヨーク 2 3 ( 出力回転部 ) のシリンダブロック 4 2 に対する軸心 O 周りの相対回転角 0 度～1 8 0 度の範囲で、作動油がポート W を介して第 2 プランジャ孔 5 7 から吐出され、1 8 0 度～3 6 0 ( 0 ) 度の範囲で作動油がポート W を介して第 2 プランジャ孔 5 7 へ吸入される。作動油が吐出する油室及び吸入する油室は、ヨーク 2 3 ( 出力回転部 ) のシリンダブ

ロック 4 2 に対する軸心 O 周りの相対回転角に対応した領域 J, K によって決まる。

前記第 1 プランジャ孔 4 7、第 2 プランジャ孔 5 7、第 1 油室 6 1、第 2 油室 6 2、第 1 弁孔 6 3、第 2 弁孔 6 4、第 1 油路 6 5、第 2 油路 7 5、ポート U 及びポート W により、油圧閉回路 C が構成されている。

図 1, 図 3 に示すように、前記油圧閉回路 C に作動油をチャージするために、入力軸 2 1 内には軸心 O に沿って軸孔 9 9 が穿設されている。軸孔 9 9 は側壁部材 2 8 の貫通孔 3 6 に対応する部位において、半径方向に延びる導入油路 9 9 a を有している。同導入油路 9 9 a は入力軸 2 1 の外周面に形成された周溝 2 1 b に連通されている。側壁部材 2 8 には周溝 2 1 b に連通する油路 2 8 a が設けられている。

前記油路 2 8 a は、クレイドルホルダ 9 1 に設けられた油路 9 1 a 及び側壁部材 2 8 に設けられた油路 2 8 b に連通されている。前記油路 2 8 b, 9 1 a, 油路 2 8 a 内には図示しないチャージポンプから作動油が供給される。

一方、入力軸 2 1 において、第 1 油室 6 1 及び第 2 油室 6 2 には、軸孔 9 9 に連通可能な弁座を開閉するチャージ弁 9 0 (逆止弁) がそれぞれ配置されている。同チャージ弁 9 0 の弁座は油圧閉回路 C 内の油圧が軸孔 9 9 内のチャージ圧に達するまで開口して、軸孔 9 9 内の作動油を油圧閉回路 C に供給する。又、チャージ弁 9 0 は作動油が軸孔 9 9 へ逆流することを防止する。

#### 無段変速機の作用

さて、上記のように構成された無段変速機 2 0 のクレイドル 4 5 の傾動に伴う作用を説明する。なお、エンジン 2 2 のクランク軸から入力軸 2 1 に伝達される入力回転数  $N_{in}$  は説明の便宜上、一定のものとして説明する。

出力回転数 $N_{out}$  が $N_{in}$  に等しい場合

図 1 3 に示すシフトレバー 1 4 6 を操作し、クレイドル 4 5 を介して斜板面 4 4 を直立位置に位置させる。この状態においては、エンジン 2 2 の駆動力により入力軸 2 1 を介してシリンダブロック 4 2 が正方向へ回転数 $N_{in}$  で回転する。このとき、出力軸 1 5 5 はシリンダブロック 4 2 と逆向きに回転するが、この状態を正方向の回転という。

斜板面 4 4 がシリンダブロック 4 2 の軸心 O に対して直立位置の中立状態にあるとき、第 1 油圧装置 1 0 0 のプランジャ 4 3 は斜板面 4 4 によっては往復動されない。従って、この状態では油圧閉回路 C 内を作動油が循環しない。このため、第 2 油圧装置 2 0 0 においては各プランジャ 5 8 がストローク運動をし得ない状態でシュー 6 0 を介して回転斜面 5 1 に当接係合する。そのため、シリンダブロック 4 2 と回転斜面 5 1 とは直結状態となり、一体回転する。

すなわち、この状態は、入力軸 2 1 とギヤ 1 5 1 とが直結した状態である。従って、回転斜面 5 1 に付与された正方向への回転は、ヨーク 2 3、連結された前進クラッチ 1 5 2、及び、出力軸 1 5 5 を介して終減速装置へ伝達される。

前記斜板面 4 4 が直立位置に配置されている場合には、図 1 4 に示すように第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積 $V_P$ はゼロとなり、出力回転数 $N_{out}$ （ヨーク 2 3 の回転数）は入力回転数 $N_{in}$ と等しくなる。

出力回転数 $N_{out}$  が $N_{in}$  と  $2 N_{in}$  の間の場合

シフトレバー 1 4 6 を操作し、クレイドル 4 5 を介して斜板面 4 4 を負方向に傾動して、所定の負の傾動角度位置と直立位置との間の領域に配置する。所定の負の傾動角度位置とは、第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積 $V_P$ の絶対値が第 2 油圧装置 2 0 0 の行程容積 $V_M$ の絶対値（ $=V_{Mmax}$ ）と等しくなる位置である。

この場合、エンジン 2 2 の駆動力により、入力軸 2 1 を介してシリンダブロッ

ク 4 2 が回転数  $N_{in}$  で回転する。すると、第 1 油圧装置 1 0 0 は、シリンダブロック 4 2 の軸心 O 周りの回転角 0 度～1 8 0 度の範囲で、作動油をポート U を介して第 1 プランジャ孔 4 7 へ吸入し、1 8 0 度～3 6 0 (0) 度の範囲で、作動油をポート U を介して第 1 プランジャ孔 4 7 から吐出する。作動油を吐出及び吸入する油室は、シリンダブロック 4 2 の軸心 O 周りの回転角に対応した領域 H, I によって決まる。

尚、第 1 油圧装置 1 0 0 が吐出、吸入する作動油量は、斜板面 4 4 の負側への傾動角が大きくなるにつれて、増加する。このとき、第 2 油圧装置 2 0 0 は、ヨーク 2 3 (出力回転部) のシリンダブロック 4 2 に対する軸心 O 周りの相対回転角 0 度～1 8 0 度の範囲で、作動油をポート W を介して第 2 プランジャ孔 5 7 へ吸入し、1 8 0 度～3 6 0 (0) 度の範囲で、作動油をポート W を介して第 2 プランジャ孔 5 7 から吐出する。作動油を吐出する油室及び吸入する油室は、ヨーク 2 3 (出力回転部) のシリンダブロック 4 2 に対する軸心 O 周りの相対回転角に対応した領域 J, K によって決まる。

この結果、シリンダブロック 4 2 が入力軸 2 1 を介して駆動される入力回転数  $N_{in}$  と、プランジャ 5 8 の回転斜面 5 1 への突出押圧作用による正方向の回転数との合成 (和) により、回転斜面 5 1 は回転される。この回転斜面 5 1 に付与される正方向の回転は、ヨーク 2 3、連結された前進クラッチ 1 5 2、及び、出力軸 1 5 5 を介して終減速装置へ正方向の回転として伝達される。

斜板面 4 4 が直立位置から所定の負の傾動角度位置側へと変位すると、図 1 4 において第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積  $V_P$  はゼロから  $V_{Mmax}$  へと増加し、それに応じて出力回転数  $N_{out}$  は  $N_{in}$  から  $2 N_{in}$  へと増速する。なお、出力回転数  $N_{out}$  が  $N_{in}$  から  $2 N_{in}$  に変化するときの第 2 油圧装置 2 0 0 の行程容積  $V_M$  は  $V_{Mmax}$  のままである。この状態の作動油の流れ及び回転の様子は、図 1 2 に示され、このとき油圧閉回路 C では作動油が図中の矢印で示すように流れる。また、回転数  $N_{in}$ ,  $N_{out}$  に付された矢印は、該当する部材の回転方向を示している。



出力回転数 $N_{out}$  がゼロと $N_{in}$  との間の場合

シフトレバー 146 を操作し、クレイドル 45 を介して斜板面 44 を正側に傾動して直立位置から正の傾動角度位置に配置する。なお、正の傾動角度位置のうち、第 1 油圧装置 100 の行程容積 $V_P$ の絶対値が第 2 油圧装置 200 の行程容積 $V_M$ の絶対値と等しくなる位置を、所定の正の傾動角度位置とする。

この場合、斜板面 44 が正方向へ傾動するため、エンジン 22 の駆動力により入力軸 21 を介してシリンダブロック 42 が回転する。すると、第 1 油圧装置 100 は、シリンダブロック 42 の軸心 $O$ 周りの回転角 $0^\circ \sim 180^\circ$ の範囲で、作動油を、ポート $U$ を介して第 1 プランジャ孔 47 から吐出する。又、 $180^\circ \sim 360 (0)^\circ$ の範囲で、作動油を、ポート $U$ を介して第 1 プランジャ孔 47 へ吸入する。作動油を吐出する油室及び吸入する油室は、シリンダブロック 42 の軸心 $O$ 周りの回転角に対応した領域 $H$ ,  $I$ によって決まる。なお、第 1 油圧装置 100 が吐出、吸入する作動油量は、斜板面 44 の正方向への傾動角が大きくなるにつれて、増加する。

このとき、第 2 油圧装置 200 は、ヨーク 23 (出力回転部) のシリンダブロック 42 に対する軸心 $O$ 周りの相対回転角 $0^\circ \sim 180^\circ$ の範囲で、作動油をポート $W$ を介して第 2 プランジャ孔 57 から吐出する。又、 $180^\circ \sim 360 (0)^\circ$ の範囲で、作動油をポート $W$ を介して第 2 プランジャ孔 57 へ吸入する。作動油を吐出する油室及び吸入する油室は、ヨーク 23 (出力回転部) のシリンダブロック 42 に対する軸心 $O$ 周りの相対回転角に対応した領域 $J$ ,  $K$ によって決まる。

この結果、プランジャ 58 の回転斜面 51 に対する押圧作用により、前記「出力回転数 $N_{out}$  が $N_{in}$  と $2N_{in}$  の間の場合」とは逆方向の回転が得られる。従って、前記逆方向の回転数と、シリンダブロック 42 の正方向の回転数との合成 (和) が、ヨーク 23、連結された前進クラッチ 152、及び、出力軸 155 を

介して終減速装置へ伝達される。

このときの回転数の和は、逆方向の回転数分減少した正方向の回転数となるため、出力回転数 $N_{out}$  は「出力回転数 $N_{out}$  が $N_{in}$  の場合」に比較して小さくなる。

本実施形態では、斜板面 4 4 が直立位置から正の最大傾動角度位置側へと変位すると、図 1 4 において第 1 油圧装置 1 0 0 の行程容積 $V_P$ はゼロから $-V_{Mmax}$ （ここで、「 $-$ 」はポート U から第 2 油室 6 2 に作動油が吐出される場合を意味している。）へ向かって増加し、それに応じて出力回転数 $N_{out}$  は $N_{in}$  からゼロへと減速する。

なお、出力回転数 $N_{out}$  が $N_{in}$  からゼロに変化するときの第 2 油圧装置 2 0 0 の 1 回転当たりの行程容積 $V_M$ は $-V_{Mmax}$  である。（ここで、「 $-$ 」は第 2 油室 6 2 からポート W へ作動油が吸入される場合を意味している。）

図 1 1 は、このときの状態の模式図である。第 1 油室 6 1 は、第 2 油室 6 2 よりも高圧となっており、油圧閉回路 C では、作動油が図中の矢印で示すように流れる。また、回転数 $N_{in}$ ,  $N_{out}$  に付された矢印は、該当する部材の回転方向を示している。

#### 出力回転数 $N_{out}$ がゼロの場合

クラッチ機構 3 0 0 によってエンジン 2 2 からの入力回転を遮断することにより、ヨーク 2 3 を停止させる。

#### 出力回転数 $N_{out}$ がゼロ未満の場合

クラッチ機構 3 0 0 の遮断状態で、シフトレバー 1 4 6 を後進域へシフトすると、このシフトレバー 1 4 6 の操作に応動して、ギヤシフト装置 1 5 0 の前進クラッチ 1 5 2 が切り離され、後進クラッチ 1 5 3 が接続される。このとき、エンジン 2 2 側からの回転が無段変速機 2 0 に伝わらなくなるため、プランジャ 5 8

の回転斜面 51 に対する押圧作用がなくなり、ヨーク 23 は第 2 油圧装置 200 からフリーとなる。このため、ヨーク 23 の後進クラッチ 153 の接続、すなわち後進時の切換えを容易に行うことができる。そして、シフトレバー 146 を後進域へシフトし終えた後は、クラッチ機構 300 を再び接続状態にする。尚、前進側へ戻す時も足踏みのクラッチペダルを踏み込み、クラッチ機構 300 を遮断状態にする。このとき、同じ理由で前進時の切換えを容易に行うことができる。

出力回転数  $N_{out}$  がゼロと  $N_{in}$  との間の場合

後進クラッチ 153 の接続が行われた後は、出力回転数  $N_{out}$ 、第 1 油圧装置 100 及び第 2 油圧装置 200 の最大行程容積の変化状態は、図 11 に示す前進（正転）の場合、すなわち、出力回転数  $N_{out}$  がゼロと  $N_{in}$  の間の場合と同じため、その説明を省略する。図 11 は作動油の流れ及び回転方向を示している。回転斜面 51 に付与される回転は、ヨーク 23、アイドラギヤ 156、アイドラギヤ 157、後進クラッチ 153、出力軸 155 を介して終減速装置へ伝達される。

出力回転数  $N_{out}$  が  $N_{in}$  と  $2N_{in}$  の間の場合

この場合も、第 1 油圧装置 100 と第 2 油圧装置 200 の作用は、出力回転数  $N_{out}$  が  $N_{in}$  と  $2N_{in}$  の間の場合と同じであるため、その説明を省略する。図 12 は作動油の流れ及び回転方向を示している。回転斜面 51 に付与される回転は、前記の場合と同様に、ヨーク 23、アイドラギヤ 156、アイドラギヤ 157、後進クラッチ 153、出力軸 155 を介して終減速装置へ伝達される。

本実施形態によれば、以下のような効果を得ることができる。

(1) 本実施形態の油圧式無段変速機では、第 1 プランジャ 43 とその第 1 プランジャ 43 が当接するクレイドル 45（斜板）を有する第 1 油圧装置 100 と、第 2 プランジャ 58 とその第 2 プランジャ 58 が当接する第 1 ヨーク部材 23A（斜板）を有する第 2 油圧装置 200 とを備える。又、第 1 プランジャ 43 及び第 2 プランジャ 58 をそれぞれ収納する第 1 プランジャ孔 47 及び、第 2 プランジャ孔 57 を共通のシリンダブロック 42 に形成し、第 1 プランジャ孔 47 及び

第2プランジャ孔57を結ぶ油圧閉回路Cをシリンダブロック42に形成している。又、油圧閉回路C内の作動油の流れ方向を切替える第1切替弁66、第2切替弁76（分配弁）をそれぞれ収納する第1弁孔63、第2弁孔64（分配弁孔）をシリンダブロック42に形成している。そして、シリンダブロック42を貫通する入力軸21を有し、入力軸21とシリンダブロック42とが同期回転するように構成し、第1プランジャ孔47及び第2プランジャ孔57が各々入力軸21と平行に形成されている。又、第2油圧装置200の回転斜面51がシリンダブロック42の軸心O周りに回転自在に支持されている。

又、第1、第2プランジャ43、58が、第1プランジャ孔47、第2プランジャ孔57内に設けられたコイルスプリング43b、コイルスプリング58bによってクレイドル45及び第1ヨーク部材23A（斜板）側へ向かってそれぞれ付勢されるようにした。さらに、第1油圧装置100のクレイドル45（斜板）を、入力軸21が支持される円錐コロ軸受39（第1スラスト・ラジアル兼用軸受）の外輪39aにて支持するようにした。加えて、第2油圧装置200の第1ヨーク部材23A（斜板）を、入力軸21が支持される円錐コロ軸受31（第2スラスト・ラジアル兼用軸受）の外輪31aにて支持するようにした。そして、円錐コロ軸受39、31の内輪39b、31bの入力軸21に対する軸方向の移動を規制した。

この結果、各プランジャ43、58がコイルスプリング43b、58bにより、クレイドル45及び第1ヨーク部材23Aへ向かってそれぞれ付勢され、このクレイドル45及び第1ヨーク部材23Aが円錐コロ軸受39、31に押しつけられる。このため、円錐コロ軸受39、31に入力軸21の軸方向への力が常時働くことになる。

従って、従来と異なり、シム調整による煩雑な作業を省いて、円錐コロ軸受39、31に対して予圧を付与することができる。

(2) 本実施形態の油圧式無段変速機では、円錐コロ軸受 3 9 (第 1 スラスト・ラジアル兼用軸受) の内輪 3 9 b の側面に平行に延び、且つその側面から微小距離だけ離間したカバー 1 5 (第 1 規制部材) を備えている。又、本実施形態の油圧式無段変速機では、円錐コロ軸受 3 1 (第 1 スラスト・ラジアル兼用軸受) の内輪 3 1 b の側面に平行に延び、且つその側面から微小距離だけ離間した係止段部 5 0 d を有する第 2 ヨーク部材 2 3 B (第 2 規制部材) を備えている。

このため、どちらかの円錐コロ軸受 3 9、3 1 にシリンダブロック 4 2 が押し付けられても、円錐コロ軸受 3 9、3 1 の内輪 3 9 b、3 1 b の側面に平行で微小距離だけ離間したカバー 1 5 や係止段部 5 0 d に、内輪 3 9 b、3 1 b が当接する。よって、円錐コロ軸受 3 9、3 1 の内輪 3 9 b、3 1 b と外輪 3 9 a、3 1 a の最大隙間を少なく制限できる。

(3) 本実施形態では、第 1 弁孔 6 3 及び第 2 弁孔 6 4 (分配弁孔) を入力軸 2 1 と平行で且つ第 1 プランジャ孔 4 7 及び第 2 プランジャ孔 5 7 よりも入力軸 2 1 に近接して形成した。又、第 1 プランジャ孔 4 7 及び第 2 プランジャ孔 5 7 と第 1 弁孔 6 3 及び第 2 弁孔 6 4 をそれぞれ結ぶ第 1 油路 6 5 及び第 2 油路 7 5 をシリンダブロック 4 2 の径方向に沿って形成した。この結果、第 1 油路 6 5 及び第 2 油路 7 5 が最短にでき、作動油のムダ容積を低減できる。

(4) 本実施形態では、第 1 弁孔 6 3 及び第 2 弁孔 6 4 (分配弁孔) を入力軸 2 1 と平行で且つシリンダブロック 4 2 を貫通して形成した。その結果、シリンダブロック 4 2 の片側から加工を行うのみで、それらの孔を形成でき、加工工数を低減し、加工精度も向上できる。

(5) 本実施形態の油圧式無段変速機では、第 1 油室 6 1 (高圧油室) と第 2 油室 6 2 (低圧油室) とを、第 1 プランジャ孔 4 7、第 2 プランジャ孔 5 7 よりも入力軸 2 1 に近接して形成し、シリンダブロック 4 2 の軸方向に並設した。又、シリンダブロック 4 2 を入力軸 2 1 に対してスプライン嵌合し、第 2 油室 6

2（低圧油室）を入力軸21に形成されたスプライン部21cと連通するようにした。

この結果、スプライン部21c用の潤滑油路を特別に設けることなく、そのスプライン部21cの潤滑を行うことができる。又、作動油はスプライン部21cからシリンダブロック42の外部に漏出するが、低圧の第2油室62からの漏れであるので、油圧式無段変速機の容積効率が悪化することはない。

(6) 本実施形態の油圧式無段変速機では、第2油圧装置200の第1ヨーク部材23A（斜板）は、その外周面を、第1ヨーク部材23Aの回転斜面51（斜板面）に垂直な線Pを第1加工中心軸として切削した。次に、シリンダブロック42の軸心O（入力軸21の中心線）を加工中心軸として、すなわち、素材WOの軸心Mを加工中心軸として、外周面を切削加工し、連結フランジ37のための外周面を含む周面SUを形成した（図9（a）及び図9（b）参照）。さらに、シリンダブロック42の軸心O（入力軸21の中心線）に平行で、すなわち、素材WOの軸心Mに平行で、かつ、所定の方にオフセットした線 $\alpha$ を想定した。その線 $\alpha$ を第2加工中心軸として、素材WOの外周面を切削加工して、連結フランジ37を形成した。この結果、第2油圧装置200の第1ヨーク部材23A（斜板）の回転バランスが、簡単な切削加工のみで調整できる。

(7) 本実施形態の動力伝達装置400は、前記油圧式無段変速機を備え、更に、入力軸21への動力を伝達又は遮断する手段として、クラッチ機構300を備えている。さらに、動力伝達装置400は、第2油圧装置200の第1ヨーク部材23A（斜板）の回転力を入力し且つ第2油圧装置200の第1ヨーク部材23A（斜板）と同方向又は逆方向の回転を出力する手段として、ギヤシフト装置150を備えている。この結果、上記（1）～（6）に記載の油圧式無断変速機の利点を有する動力伝達装置を実現できる。

(8) 上記第実施形態では、クラッチ機構300を切断することにより、ヨ

ーク 2 3 の回転方向を切換える際に同ヨーク 2 3 に掛かるトルクを解放でき、回転方向の切換えを容易に行うことができる。

なお、本発明の実施形態は、前記実施形態に限定されるものではなく、下記のように実施してもよい。

前記実施形態のニードルベアリング 1 1 及びニードルベアリング 3 8 の構成を玉軸受に代えること。

第 1 弁孔 6 3 及び第 2 弁孔 6 4 をシリンダブロック 4 2 に貫通する構成に代えて、有底の孔とすること。この場合、ボルト 6 3 a、蓋板 6 3 b、ボルト 6 4 a、蓋板 6 4 b を省略することができる。

入力軸 2 1 のヨーク 2 3 側の出力端を出力ギヤ 2 4 の径よりも小径に形成して、出力ギヤ 2 4 の端面から突出させ、突出した端部を P T O 軸 (Power Take Off shaft) とすること。

## 請求の範囲

1. 第1プランジャとその第1プランジャが当接する斜板を有する第1油圧装置と、第2プランジャとその第2プランジャが当接する斜板を有する第2油圧装置とを備え、第1及び第2プランジャをそれぞれ収納する第1及び第2プランジャ孔が一つのシリンダブロックに形成され、第1及び第2プランジャ孔を結ぶ油圧閉回路がシリンダブロックに形成され、該回路内の作動油の流れ方向を切替える分配弁を収納する分配弁孔がシリンダブロックに形成され、シリンダブロックを貫通する軸を有し、当該軸とシリンダブロックとが同期回転し、前記第1及び第2プランジャ孔がそれぞれ前記軸と平行に形成され、前記第2油圧装置の斜板が前記軸の周りに回転自在に支持された油圧式無段変速機において、

第1及び第2プランジャが対応する第1及び第2プランジャ孔内に設けられたスプリングによって斜板側へ付勢され、第1油圧装置の斜板が前記軸を支持する第1スラスト・ラジアル兼用軸受の外輪にて支持され、第2油圧装置の斜板が前記軸を支持する第2スラスト・ラジアル兼用軸受の外輪にて支持され、第1及び第2スラスト・ラジアル兼用軸受の内輪の前記軸に対する軸方向の移動が規制されていることを特徴とする油圧式無段変速機。

2. 第1スラスト・ラジアル兼用軸受の内輪の側面に平行で且つその内輪の側面から微小距離だけ離間した面を有する第1規制部材と、第2スラスト・ラジアル兼用軸受の内輪の側面に平行で且つその内輪の側面から微小距離だけ離間した面を有する第2規制部材を備えたことを特徴とする請求項1に記載の油圧式無段変速機。

3. 前記分配弁孔が前記軸と平行に、且つプランジャ孔よりも軸に近接して配置され、

前記プランジャ孔と分配弁孔を結ぶ油路が径方向に形成されたことを特徴とする請求項1に記載の油圧式無段変速機。



4. 前記分配弁孔が前記軸と平行に、且つシリンダブロックを貫通するように形成されたことを特徴とする請求項1に記載の油圧式無段変速機。

5. 前記第1及び第2プランジャ孔よりも軸に近接するように、軸方向に沿って前記シリンダブロックに高圧油室及び低圧油室が並設され、

前記軸にスプライン部が形成され、そのスプライン部において前記軸がシリンダブロックに嵌合され、

前記低圧油室が前記軸のスプライン部と連通していることを特徴とする請求項1に記載の油圧式無段変速機。

6. 第2油圧装置の斜板の外周面が、同斜板の斜板面に垂直な線を第1加工中心軸として切削され、前記軸の中心線を加工中心軸として切削され、さらに、前記軸の中心線に平行で、前記斜板面とその斜板面とは反対側の面との間の間隔が狭まる側にオフセットした線を第2加工中心軸として切削されて形成されていることを特徴とする請求項1に記載の油圧式無段変速機。

7. 請求項1から6のうちいずれか一項に記載の油圧式無段変速機と、  
前記軸への動力を伝達又は遮断する装置と、

第2油圧装置の斜板の回転力を入力し且つ第2油圧装置の斜板と同方向又は逆方向の回転を出力する装置とから成る動力伝達装置。

図 1

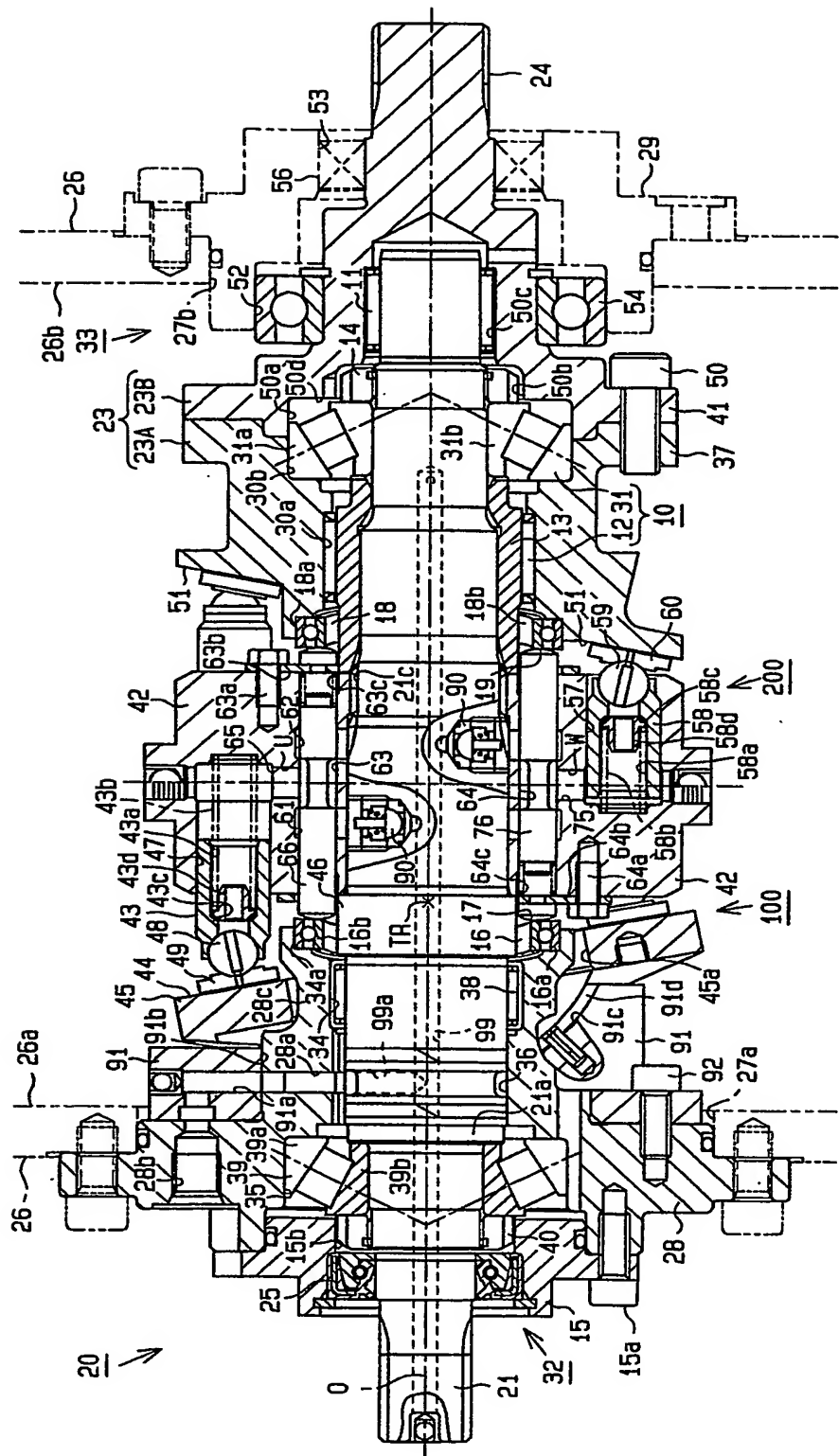


FIG. 2

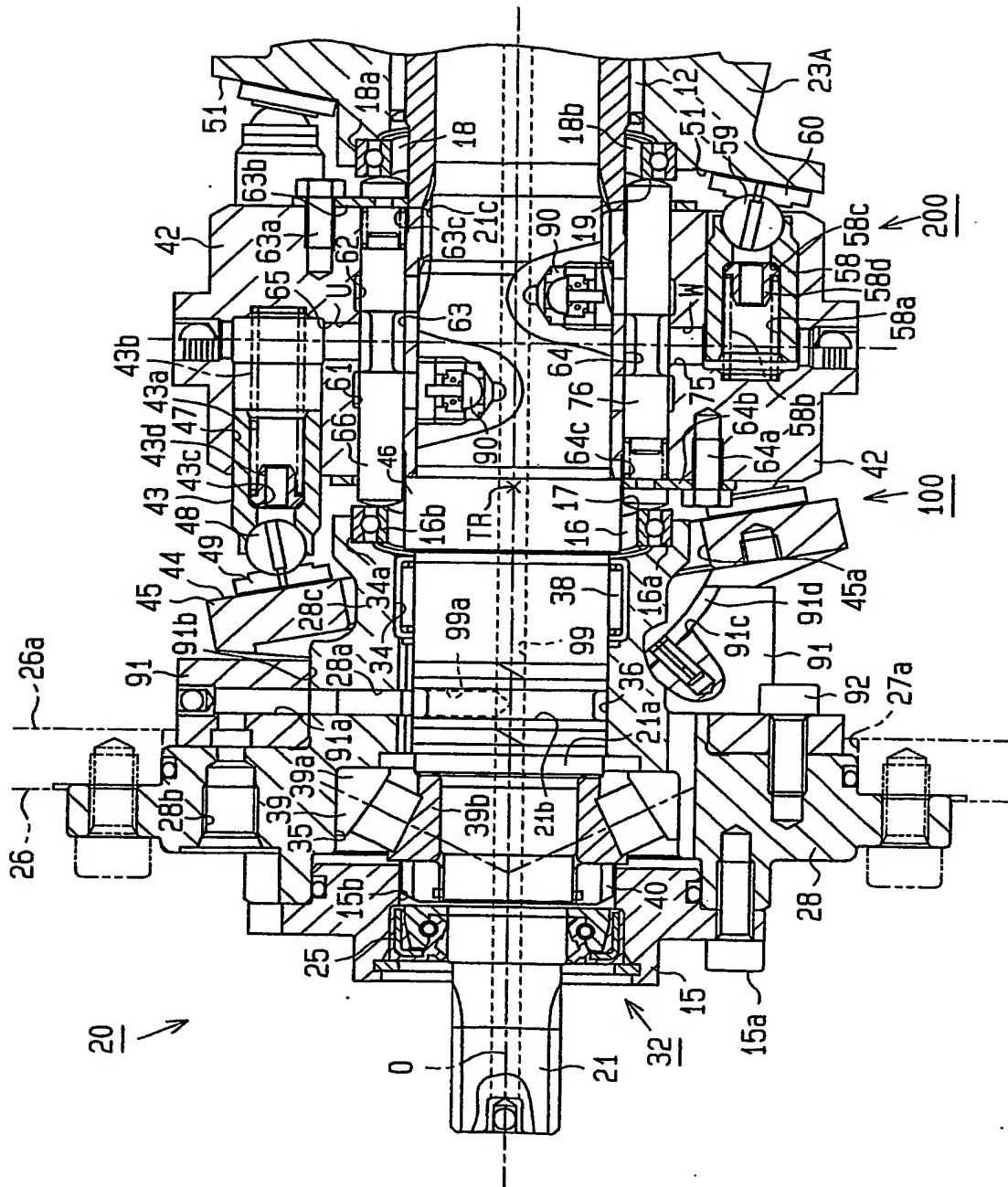


図3

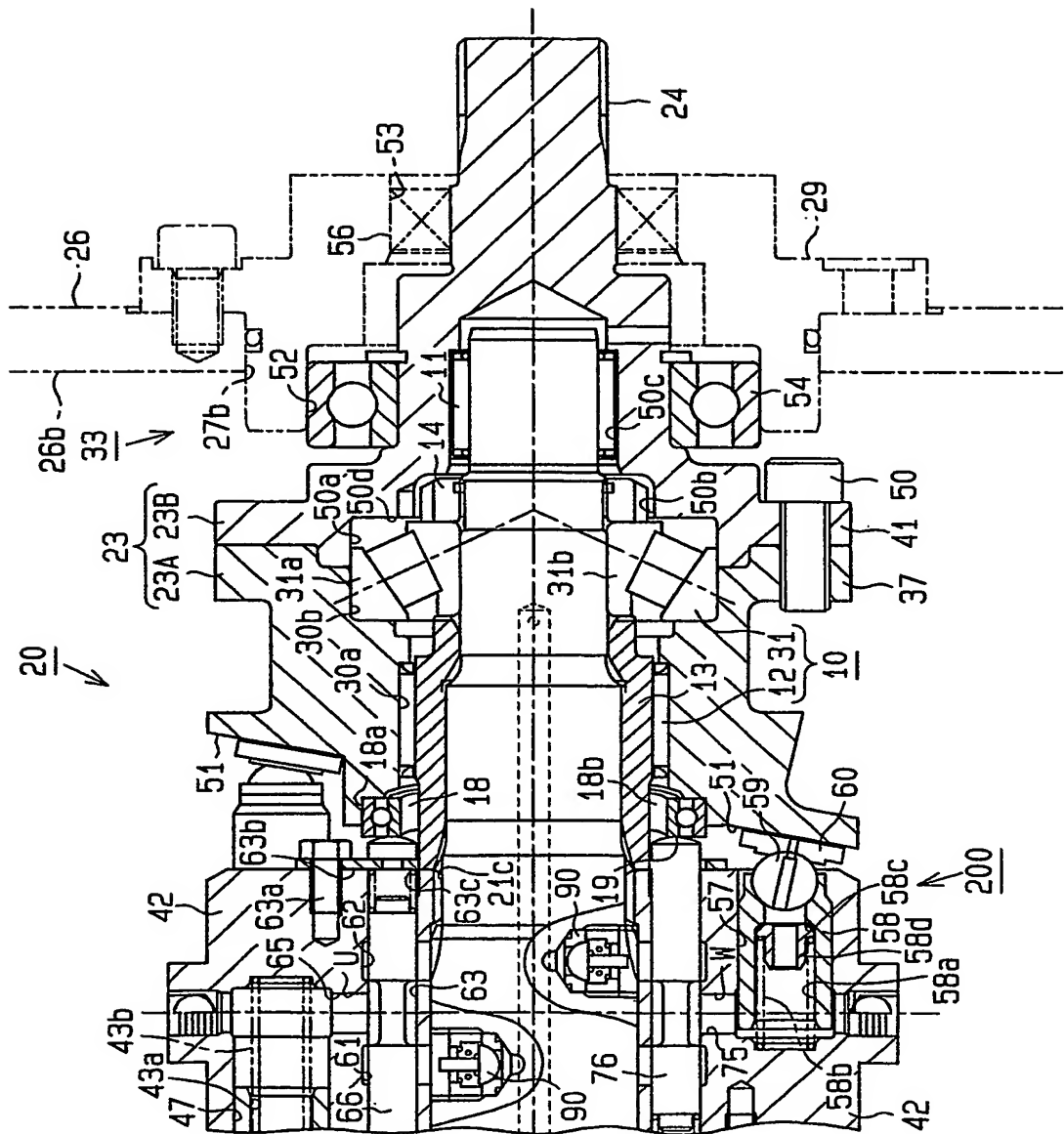


図4

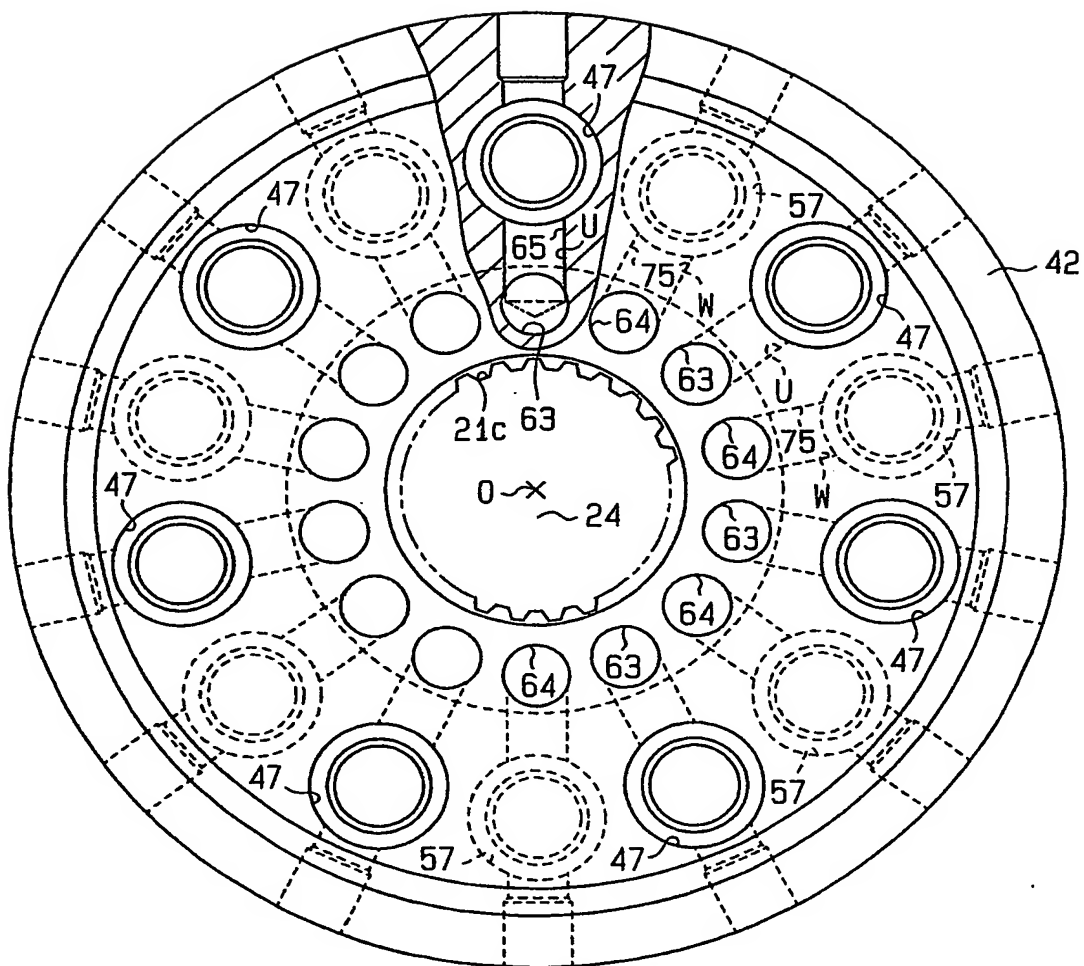


図5

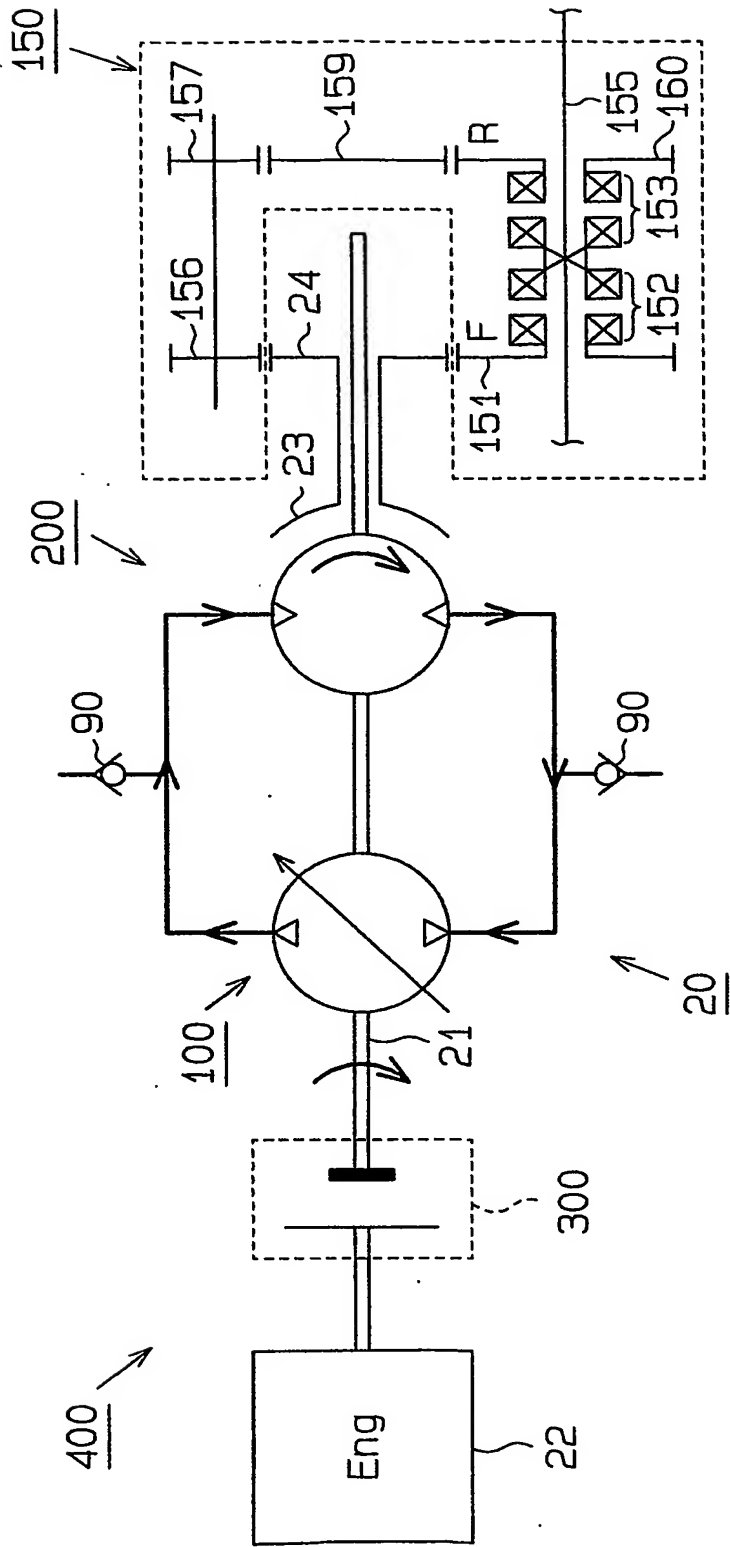


図6

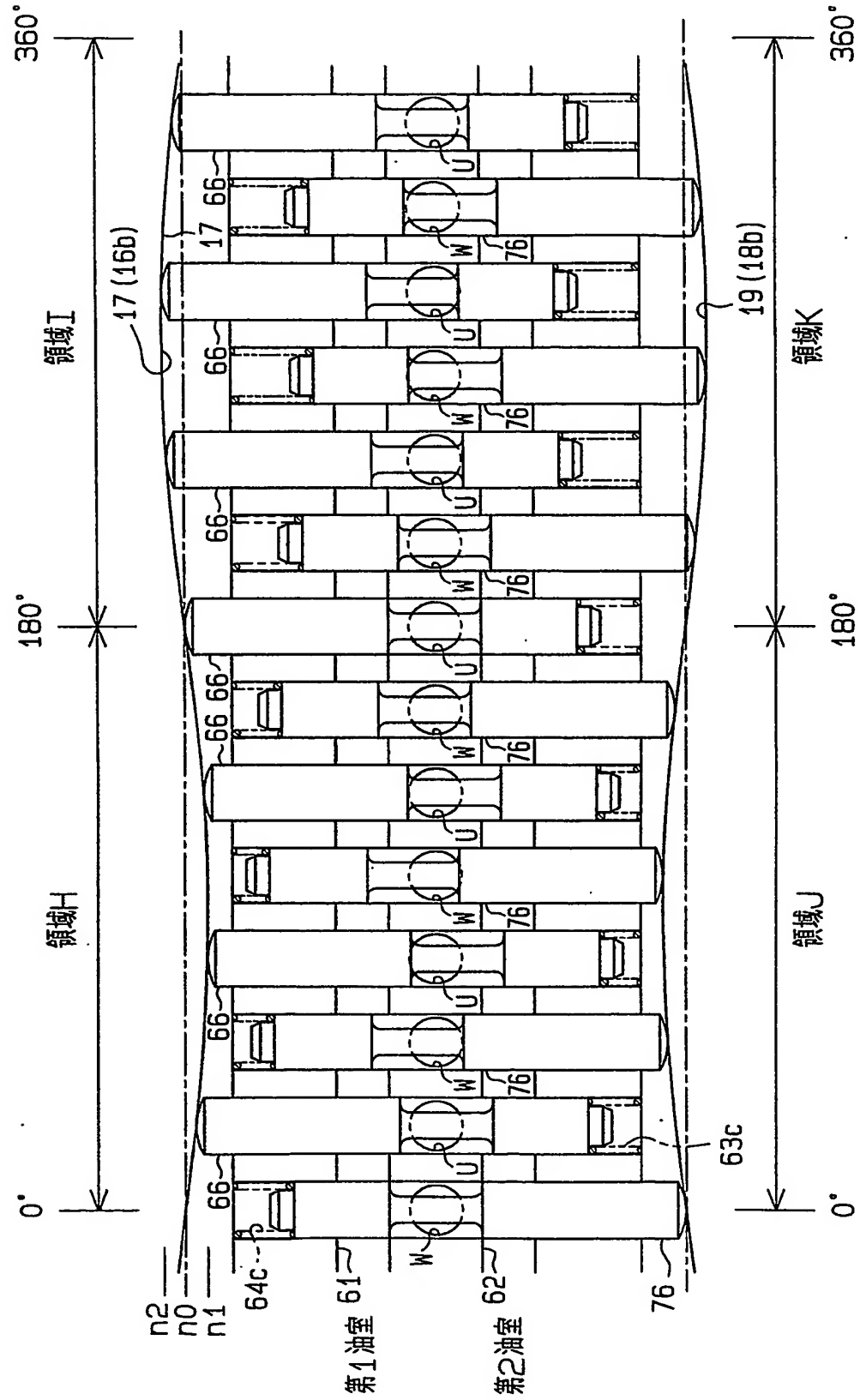


図7 (a)

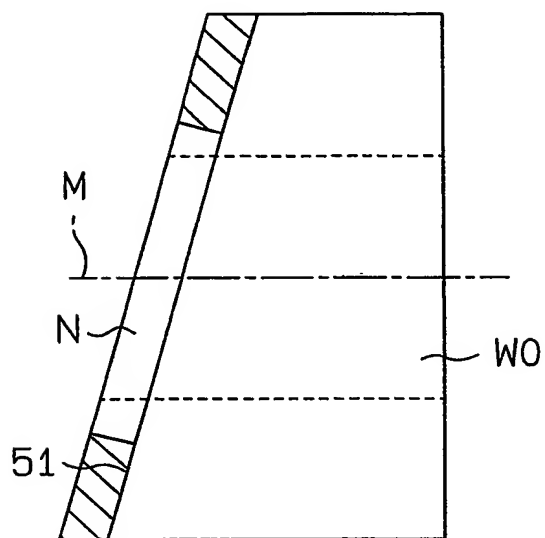


図7 (b)

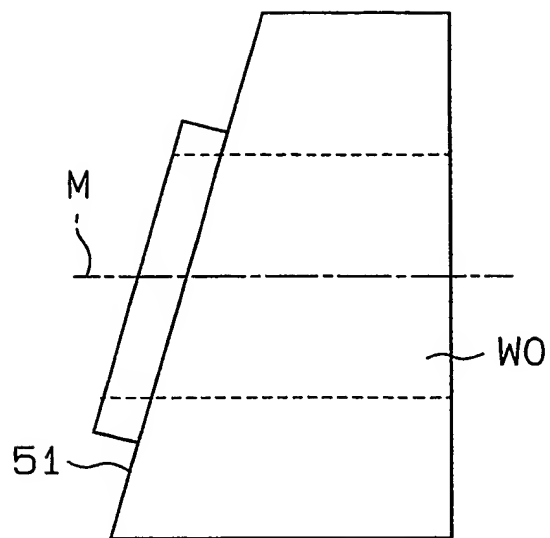


図8 (a)

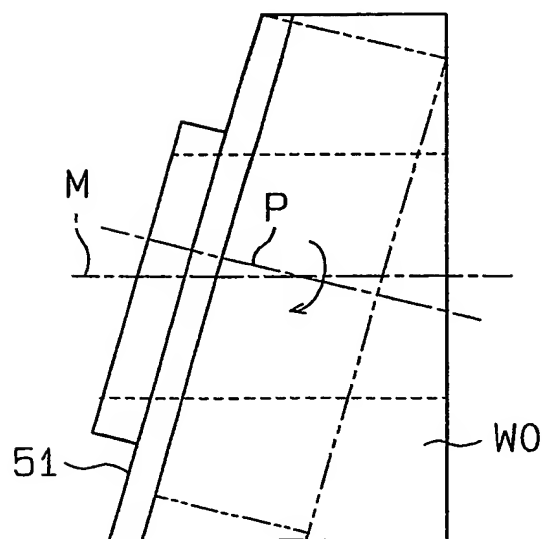


図8 (b)

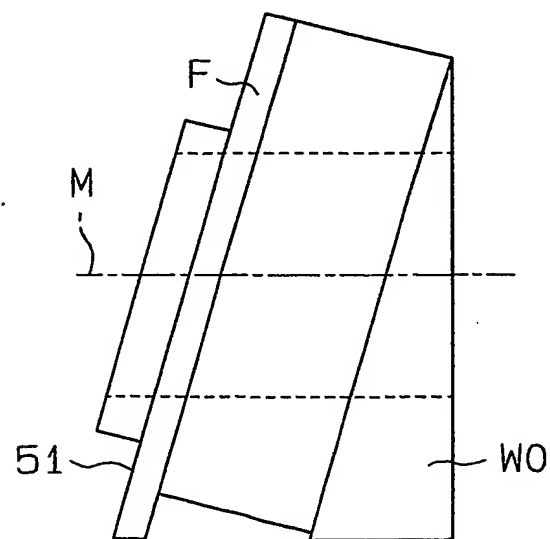




図9 (a)

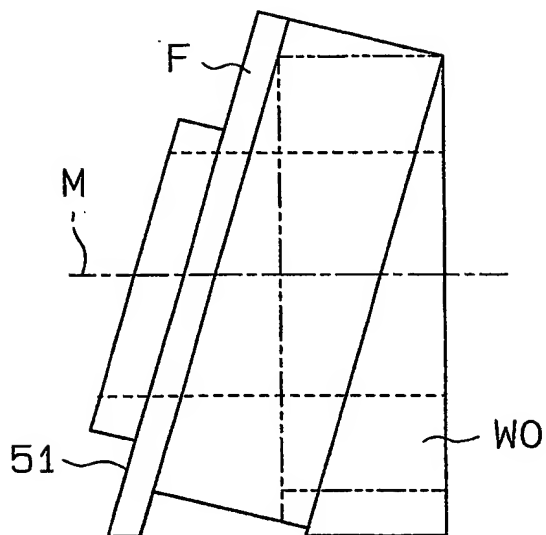


図9 (b)

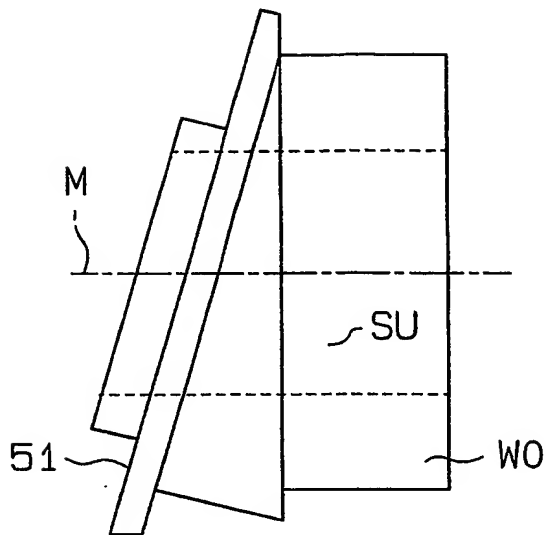


図10 (a)

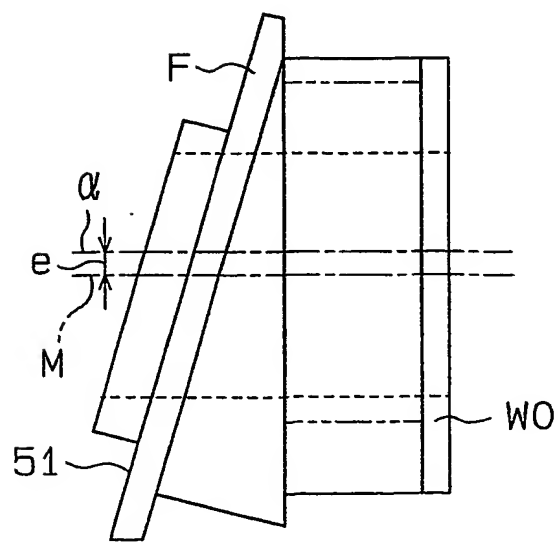


図10 (b)

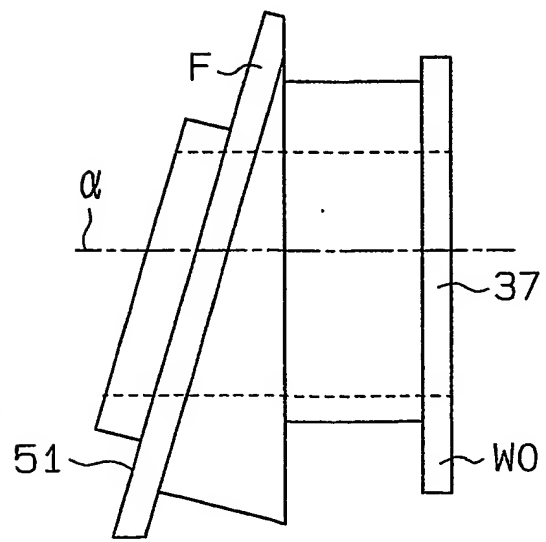


図 11

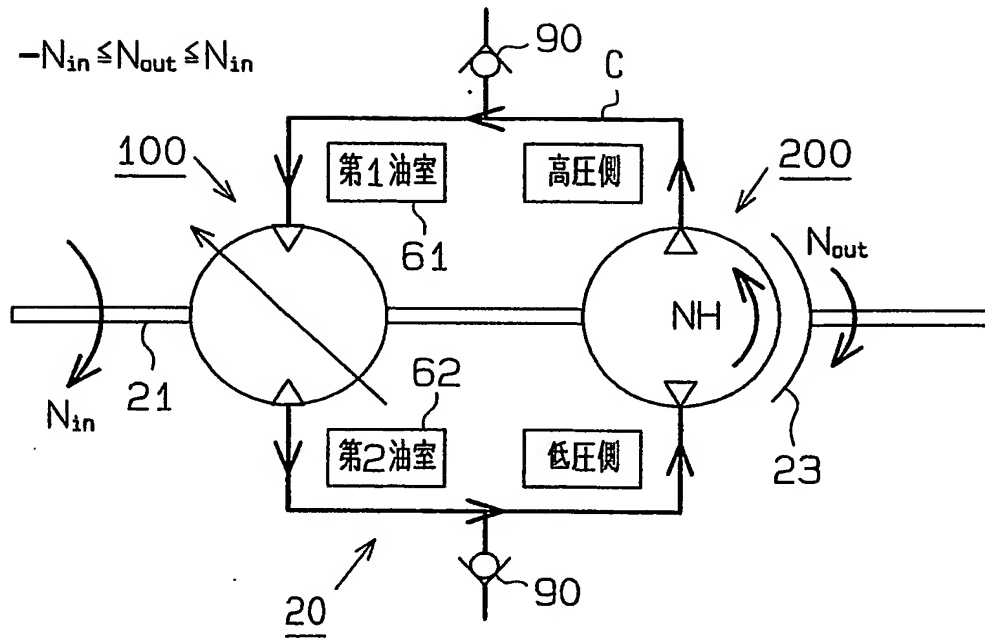


図 12

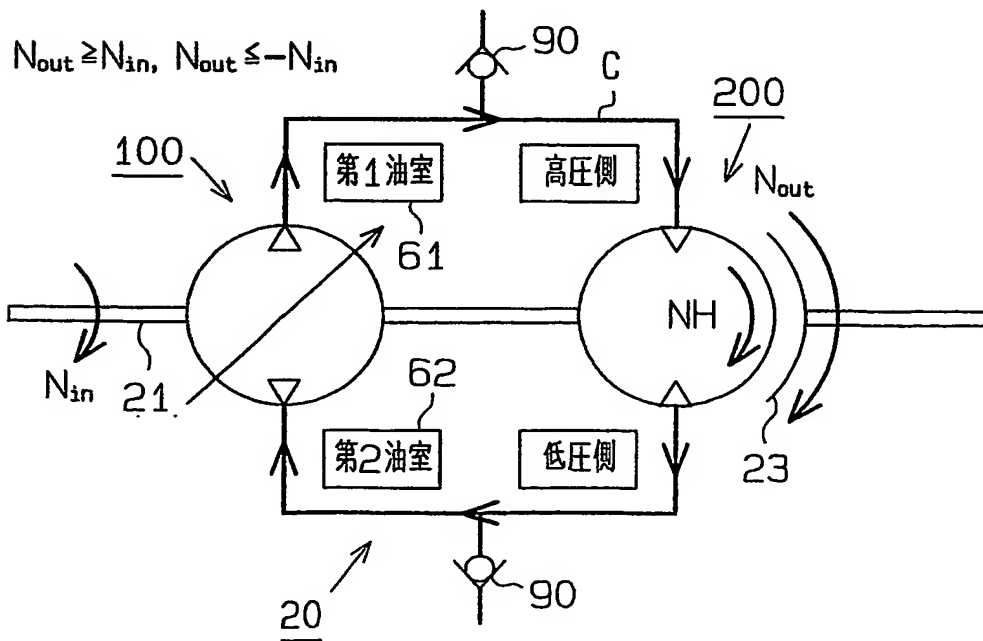


図13

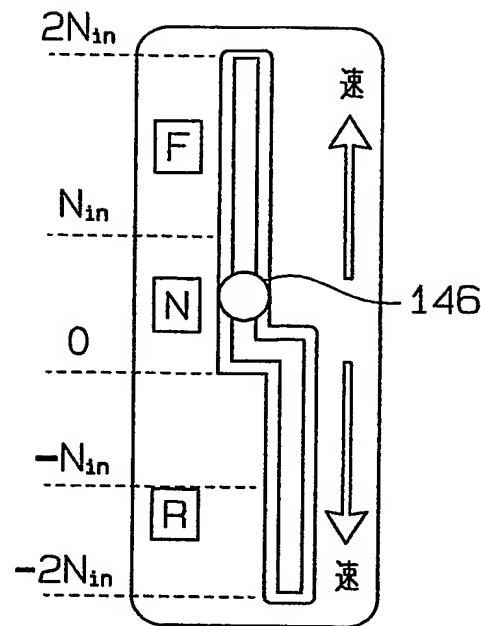
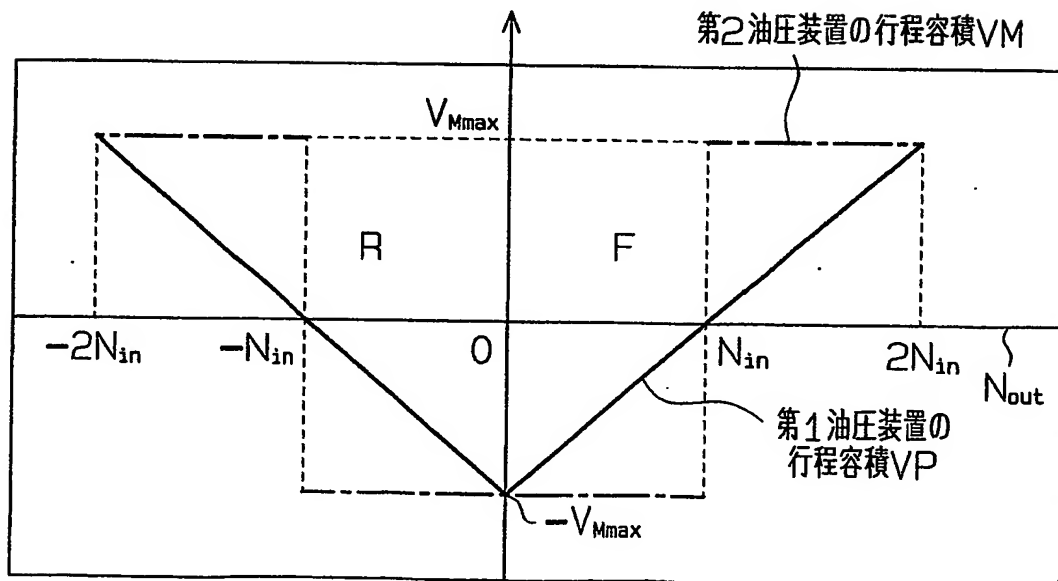


図14



# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP03/07667

## A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl.<sup>7</sup> F16H39/14

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

## B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.<sup>7</sup> F16H39/14

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1926-1996	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2003

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

## C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP 2002-31209 A (Yanmar Diesel Engine Co., Ltd.), 31 January, 2002 (31.01.02), Full text; Figs. 1 to 7 (Family: none)	1-4, 7
Y	JP 62-72955 A (Honda Motor Co., Ltd.), 03 April, 1987 (03.04.87), Full text; Figs. 1 to 8 (Family: none)	1-4, 7
A	WO 96/31715 A1 (LOCKHEED MARTIN CORP.), 10 October, 1996 (10.10.96), Full text; Figs. 1 to 6 & JP 11-500815 A & US 5678405 A & EP 763171 A	1-7

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

\* Special categories of cited documents:  
 "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance  
 "E" earlier document but published on or after the international filing date  
 "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)  
 "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means  
 "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention  
 "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone  
 "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art  
 "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search  
31 July, 2003 (31.07.03)

Date of mailing of the international search report  
12 August, 2003 (12.08.03)

Name and mailing address of the ISA/  
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

## A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.<sup>7</sup> F16H 39/14

## B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl.<sup>7</sup> F16H 39/14

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1996年  
 日本国公開実用新案公報 1971-2003年  
 日本国登録実用新案公報 1994-2003年  
 日本国実用新案登録公報 1996-2003年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

## C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリ*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP 2002-31209 A (ヤンマーディーゼル株式会社) 2002.01.31, 全文, 第1-7図 (ファミリーなし)	1-4, 7
Y	JP 62-72955 A (本田技研工業株式会社) 1987.04.03, 全文, 第1-8図 (ファミリーなし)	1-4, 7
A	WO 96/31715 A1 (LOCKHEED MARTIN CORPORATION) 1996.10.10, 全文, 第1-6図 & JP 11-500815 A & US 5678405 A & EP 763171 A	1-7

☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

## \* 引用文献のカテゴリ

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの  
 「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの  
 「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)  
 「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献  
 「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの  
 「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの  
 「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの  
 「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

31.07.03

国際調査報告の発送日

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)  
 郵便番号100-8915  
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

鳥居 稔

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

12.08.03

3J

8513

**This Page is Inserted by IFW Indexing and Scanning  
Operations and is not part of the Official Record**

**BEST AVAILABLE IMAGES**

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images include but are not limited to the items checked:

- ☐ BLACK BORDERS
- ☐ IMAGE CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- ☒ FADED TEXT OR DRAWING
- ☐ BLURRED OR ILLEGIBLE TEXT OR DRAWING
- ☐ SKEWED/SLANTED IMAGES
- ☐ COLOR OR BLACK AND WHITE PHOTOGRAPHS
- ☐ GRAY SCALE DOCUMENTS
- ☐ LINES OR MARKS ON ORIGINAL DOCUMENT
- ☐ REFERENCE(S) OR EXHIBIT(S) SUBMITTED ARE POOR QUALITY
- ☐ OTHER: \_\_\_\_\_

**IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.**

**As rescanning these documents will not correct the image problems checked, please do not report these problems to the IFW Image Problem Mailbox.**